

**LIKKUVAN KALUSTON
KIRJALLISUUSTUTKIMUS**

250 kN:n ja 300 kN:n AKSELIPAINOT

o Jouko Lehtomäki

LIKKUVAN KALUSTON KIRJALLISUUSTUTKIMUS
250 kN:n JA 300 kN:n AKSELIPAINOT

o Jouko Lehtimäki

RHK
RATAHALLINTOKESKUS
KAIVOKATU 6, PL 185
00101 HELSINKI

PUH. (09) 5840 5111
FAX. (09) 5840 5100
SÄHKÖPOSTI: info@rhk.fi

ISBN 952-445-031-3
ISSN 1455-2604

Lehtomäki, Jouko: Liikkuvan kaluston kirjallisuustutkimus, 250 kN:n ja 300 kN:n akselipainot. Ratahallintokeskus, Tekninen yksikkö. Helsinki 2000. Ratahallintokeskuksen julkaisuja A 3/2000. 62 sivua ja 1 liite. ISBN 952-445-031-3, ISSN 1445-2604.

Avainsanat: lovipyörä, dynaaminen kuormitus, pintapaine, vaunujen kuormakaaviot, metripainot, akselipainot

TIIVISTELMÄ

Tämä liikkuvaa kalustoa käsittelevä kirjallisuustutkimus on osa Ratahallintokeskuksen (RHK) 250 kN:n ja 300 kN:n akselipainojen käyttöönottoon tähtäävää tutkimusprojektia, joka aloitettiin kesällä 1998. Tutkimus on tehty Teknillisen korkeakoulun auto- ja työkonetekniikan laboratoriossa.

Kirjallisuustutkimuksessa selvitettiin akselipainojen mahdollisen noston vaikutuksia liikkuvan kaluston aiheuttamiin dynaamisiin kuormituksiin sekä itse liikkuvaan kalustoon. Tutkimus rajattiin lähinnä niihin kohteisiin, jotka ovat kriittisiä raiteen toiminnan kannalta. Tärkeitä tutkimuksessa esille otettuja asioita ovat myös vaunujen kuormakaavioiden ja metripainojen selvitystyöt.

Vaunukalustoa on tutkittu sekä uusien ruotsalaisten malmikoevaunujen että joidenkin pitkien moniakselisten vaunujen osalta.

Lähtökohtana työssä oli Levomäen kirjallisuushaun (Ratahallintokeskuksen julkaisuja A 1/1999) yhteydessä löytynyt aineisto, jota täydennettiin löydettyillä uusilla lähteillä. Eri maissa käytettyjen metripainojen ja kuormakaavioiden selvittämiseksi asiassa suoritettiin tiedustelu eri maiden ratahallintoelimille, samalla kysyttiin lovipyörille asetettuja maakohtaisia rajoituksia.

Lehtomäki, Jouko: Literary Research on Rolling Stock, 250 kN and 300 kN axle loads.

Finnish Rail Administration, Technical Unit. Helsinki 2000. Publications of Finnish Rail Administration A 3/2000. 62 pages and 1 enclosure. ISBN 952-445-031-3, ISSN 1445-2604.

Key words: wheel flat, dynamic load, contact pressure, load diagrams for wagons, meter weights, axle loads

SUMMARY

This literary research on rolling stock is a part of the Finnish Rail Administration's (RHK) investigation with the aim of taking 250 kN and 300 kN axle loads into use. The research is done in the Laboratory of Automotive Engineering at the Helsinki University of Technology.

The impacts of the eventual raise of axle loads on dynamic loads caused by rolling stock and on rolling stock itself were studied. The research was mainly focused on those items which are critical as to the function of track. Important subjects brought up during the research are the studies on the load diagram and meter weights of wagons as well.

Wagons have been studied, mainly new Swedish ore test wagons and some long multiaxis wagons.

The starting point in the research was the material found during the literary search by Mr. Levomäki and which was supplemented with the discovered sources. In order to find out the meter weights and the load models used in different countries an inquiry was sent to different rail administrations. The restrictions for wheel flats valid in different countries were also asked.

ESIPUHE

Ratahallintokeskus aloitti vuonna 1998 tutkimusprojektin, jonka tarkoituksena on tuottaa tietoa 250 kN:n ja 300 kN:n akselipainojen käyttöönottoa varten. Tämä liikkuvan kaluston kirjallisuusselvitys on osa tutkimusprojektia.

Selvityksen on tehnyt tekn. yo Jouko Lehtomäki Teknillisen korkeakoulun auto- ja työkonetekniikan laboratoriossa Otaniemessä. Työtä on ohjannut ohjausryhmä, jonka jäseninä ovat olleet Markku Nummelin ja Esko Sandelin Ratahallintokeskuksen teknisestä yksiköstä sekä Matti Levomäki ja Jarkko Valtonen TKK:sta.

Helsingissä toukokuussa 2000

Ratahallintokeskus
Tekninen yksikkö

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ.....	3
SUMMARY	4
ESIPUHE.....	5
SISÄLLYSLUETTELO	6
1. JOHDANTO	8
2. PYÖRÄNLOVET	9
2.1 Lovien syntymekanismi.....	9
2.1.1 Hauraan rakenteen syntyminen loven kohtaan.....	10
2.2 Lovipyörien aiheuttama dynaaminen kuormitus ja kriittinen nopeus	10
2.2.1 Kiskon värähtely loven vaikutuksesta.....	13
2.2.2 Tukikerroksen jäykkyyden ja ratapölkyn massan vaikutus.....	14
2.2.3 Akselipainon vaikutus loven vaikutukseen	15
2.3 Lovipyörien vaikutus laakereihin	16
2.4 Pyöränloville asetettuja rajoituksia.....	16
2.4.1 Pohjoismaat.....	17
2.4.2 Muut maat	17
2.4.3 Venäjä.....	17
2.5 Yhteenveto.....	18
2.6 Lähdeluettelo	19
3. DYNAAMINEN KUORMITUS KISKON KANNALTA	20
3.1 Yleistä.....	20
3.2 Kiskon siirtymä ja taivutusmomentti.....	22
3.3 Kriittiset akselivälit.....	25
3.4 Väsymislujuuden laskenta	27
3.5 Yhteenveto.....	28
3.6 Lähdeluettelo	28
4. PYÖRÄN AIHEUTTAMA PINTAPAINEN KISKOLLE.....	29
4.1 Yleistä.....	29
4.2 Pienin sallittu pyörän halkaisija.....	30
4.3 Korkean pintapaineen aiheuttamat vauriot	35
4.4 Pyörän ja kiskon kovuuksien suhde.....	36
4.5 Yhteenveto.....	37
4.6 Lähdeluettelo	37
5. PYÖRÄN JA KISKON LUJITTAMINEN ERIKOISPINNOITTEELLA.....	39
5.1 Kokemukset Ruotsissa.....	39
5.2 Lähdeluettelo	40
6. KORKEIDEN AKSELIPAINOJEN VAUNUJA JA TELEJÄ.....	41
6.1 Telit	41
6.1.1 Yleistä	41
6.1.2 Y25 TTV –teli	41
6.1.3 NACO Axle Motion II	42
6.1.4 Powell Duffryn TF25	43

6.2	Kockumsin teräsharkko- ja konttivaunut.....	43
6.3	Ruotsalainen koevaunu LKAB UANOO 3002.....	44
6.3.1	Testitulokset.....	46
6.3.2	Y/Q-kerroin (raiteiltasuistumiskerroin).....	46
6.3.3	Poikittainen radan siirtymävoima	46
6.3.4	Minimipyöräkuorma	46
6.3.5	Kulkuominaisuus.....	46
6.3.6	Pyörä/kisko –voimat.....	46
6.3.7	Päätelmät testituloksista	47
6.4	Testit Shimms-vaunulla ja Axle Motion II-telillä	47
6.4.1	Tulokset.....	47
6.5	Lähdeluettelo	48
7.	METRIPAINOT.....	49
7.1	Yleistä.....	49
7.2	Metripainoille asetettuja rajoituksia	49
7.2.1	Eri maissa käytetyt metripainot.....	49
7.2.2	Lyhin sallittu vaunu.....	50
7.3	Lähdeluettelo	50
8.	KUORMAKAAVIOT.....	51
8.1	Yleistä.....	51
8.2	Eri maissa käytetyt kuormakaaviot.....	51
8.3	Vaunujen kuormituksia.....	53
8.4	Lähdeluettelo	57
	KIRJALLISUUTTA.....	58
	LIITTEET Liite 1: Eri maiden ratahallintoelimille lähetetty tiedustelufaksi	

1. JOHDANTO

Junaan kohdistuu staattinen kuormitus vain silloin kun se seisoo paikallaan. Junan kulkiessa kiskoilla siihen vaikuttavat kvasistaattiset ja dynaamiset kuormat. Kvasistaattisia voimia esiintyy siinä tapauksessa, kun juna kulkee tasaisella nopeudella ideaaliraiteella, jonka kaarresäde, raiteen kallistus ja kitka ovat vakioita. Todellinen tilanne poikkeaa aina kvasistaattisesta, koska raide ja junakalusto poikkeavat aina ihanteellisesta. Nämä poikkeamat aiheuttavat aina dynaamisen kuormituslisän, joka lisää kvasistaattisiin voimiin.

Juna aiheuttaa sekä pysty- että vaakasuuntaisia dynaamisia voimia, jotka kaikki välittyvät rataa noin peukalonpään kokoisten kosketuspinta-alojen kautta. Tässä työssä aihealue on rajattu pääasiassa pystysuuntaisiin voimiin. Pystysuunnassa dynaamista kuormitusta aiheuttavat kiskon ja pyörän virheet sekä radan jäykkyyden vaihtelu pituussuunnassa.

Pyörä-kisko kosketuskuormalla on kaksi dynaamista päätyyppiä: matalataajuinen (alle 10 Hz) kuormitus, joka johtuu kosketuspisteen siirtymisestä eteenpäin junan nopeudella, ja korkeataajuinen kuormitus, joka johtuu kiskon ja pyörän epäsäännöllisyyksistä, joista merkittävin on pyörässä oleva lovi. Nämä erityyppiset kuormitukset vaikuttavat rataa eri tavoilla.

2. PYÖRÄNLOVET

Junan pyörän yleisimmät vauriotyypit ovat pyörän pinnan lohkeilu ja lovet. Näiden vikojen vuoksi mm. Yhdysvalloissa vaihdetaan vuosittain 125 000 pyörää. Em. viat aiheuttavat normaalia suurempia voimia ja jännityksiä niin raiteeseen kuin vaunukalustoonkin. Kuormitushuiput voivat aiheuttaa ennestään vioittuneen komponentin lopullisen murtuman. Pinnan lohkeilulla on pitkälti samankaltaiset vaikutukset kuin lovellakin, vaikka nämä poikkeavatkin ulkonäöllisesti paljonkin toisistaan. /8/

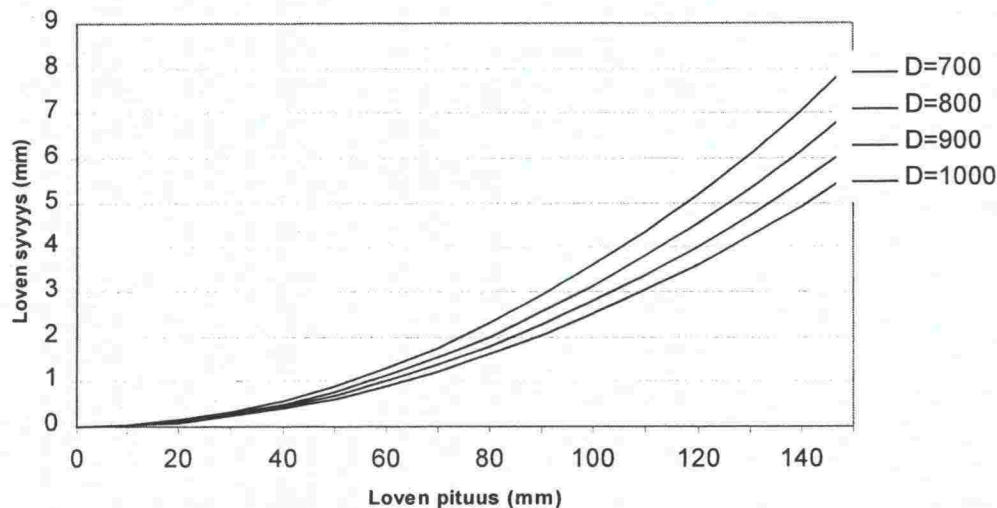
Loven pituuden ja syvyyden välillä vallitsee riippuvuus

$$d = R - \sqrt{R^2 - \frac{1}{4}L^2}, \text{ missä}$$

d = loven syvyys,

R = pyörän säde ja

L = Loven pituus



Kuva 1. Loven syvyyden ja pituuden riippuvuus, parametrina pyörän halkaisija (D).

2.1 Lovien syntymekanismi

Tilastojen mukaan pyöränlovia syntyy erityisesti kahtena ajankohtana vuodesta: syksyllä lehtien pudottua ja lämpötilan laskettua nollan tietämille, sekä helmikuun tienoilla kun kovan pakkasen jälkeen sataa uutta lunta. Syksyllä pyörän ja kiskon välinen kitka on erityisen alhainen, jopa luokkaa 0,08. Jarrujen mitoituskitkakerroin on yleensä tuota suurempi. Alhaiseen kitkaan vaikuttavat mm. kiskolle pudonneet lehdet, öljy, jarrukengistä irronnut pöly ja muut epäpuhtaudet. Myös lumi ja pelkkä vesikin alentavat kitkaa. /2/

Lovet syntyvät pyörän lukkiintuessa jarrutustilanteessa. Alhaisen kitkan lisäksi voi lukkiutumiseen olla syynä huonosti säädetyt, jäätyneet tai vialliset jarrut. Yhden loven syntymisen lisäksi on mahdollista, että pyörään syntyy sarja pienempiä lovia. Tämä tapahtuu silloin kun pyörä lukkiutuu ja vapautuu toistuvasti hyvin lyhyessä ajassa. Siihen voi syynä olla mm. huonosti toimiva luistonestolaite, ja ilmiö esiintyy tyypillisesti levyjarrullisissa pyöräkerroissa.

Ajossa loven reunat pyöristyvät ajan myötä. Tällöin lovi pidentyy, ja loven dynaamiset vaikutukset kasvavat. Kasvu ei ole kuitenkaan kovin suurta, koska lovi ei syvene.

2.1.1 Hauraan rakenteen syntyminen loven kohtaan

Lukkojarrutuksessa pyörän ja kiskon kosketuskohdassa absorboituu lämpöä suurella teholla. Tehon suuruus on luokkaa satoja kilowatteja. Osa lämmöstä siirtyy kiskoon ja osa pyörään. Koska vaikutuspiste kiskossa siirtyy koko ajan junan nopeudella eteenpäin, ei kisko juurikaan lämpene. Pyörä sen sijaan lämpenee kosketuskohdasta nopeasti jopa +800 °C saakka, jolloin pyörän materiaali saavuttaa austenisoitumislämpötilan. Kun pyörä alkaa taas pyöriä, lämmennyt loven kohta jäähtyy nopeasti lämmön johtuessa muuhun osaan pyörässä, joka on säilynyt kylmempänä. Nopea lämpötilan lasku saa aikaan karkaisua vastaavan lämpökäsittelyn, joka johtaa kovan mutta hauraan martensiittisen rakenteen syntymiseen loven kohdalle.

Martensiittinen rakenne vie noin 0,5% suuremman tilan kuin ympäröivä perliittinen rakenne, joten siihen muodostuu puristusjännitys. Martensiittisen rakenteen hauraus yhdessä loveen kohdistuvan dynaamisen kuormitushuipun kanssa aiheuttaa murtumien muodostumisen loven kohdalle. Murtumat voivat ulottua jopa 15 mm syvyyteen alkuperäisestä kulkupinnasta mitattuna. Ajossa murtumat kasvavat, lisäksi syntyy uusia murtumia. Lopulta pyörästä alkaa lohjeta materiaalia 1–5 mm paksuina paloina.

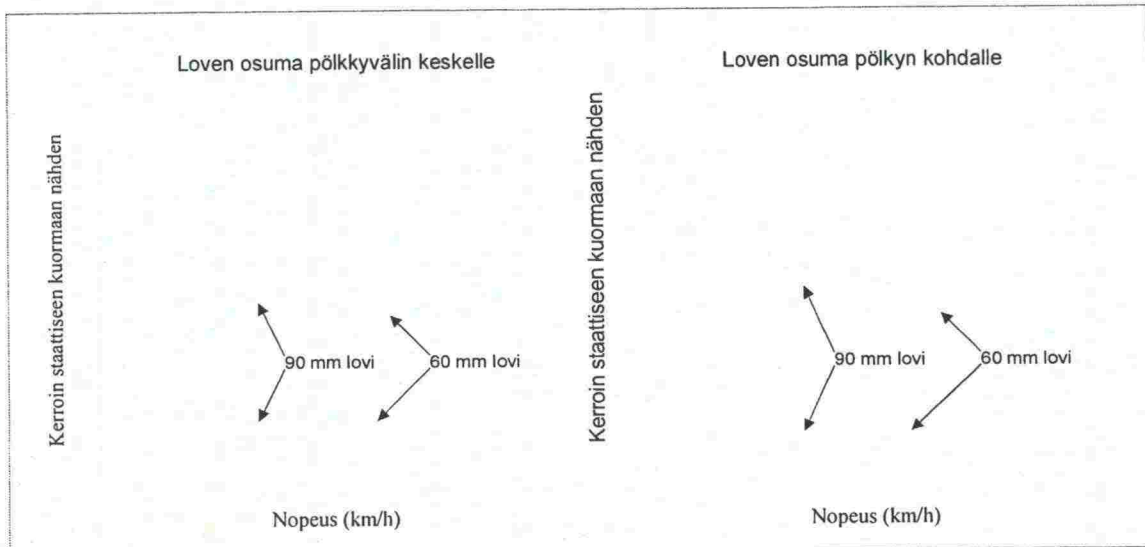
Lovipyörien huollossa pyörästä sorvataan materiaalia pois suurin piirtein loven syvyyden verran. Koska martensiittinen rakenne kuitenkin yltää syvemmälle materiaaliin ja pieniä murtumia voi olla vaikea havaita, voi pyörä alkaa vioittumaan aikaisemmasta loven kohdasta myöhemmin. /3, 14, 15/

2.2 Lovipyörien aiheuttama dynaaminen kuormitus ja kriittinen nopeus

Lovipyörien kuormitus kiskoon poikkeaa muista dynaamisista kuormituksista siten, että sen vaikutus kohdistuu satunnaiseen kohtaan kiskossa, kun tavallisesti dynaaminen kuorma on sidottu kiskossa esiintyvään epäsäännöllisyyskohtaan.

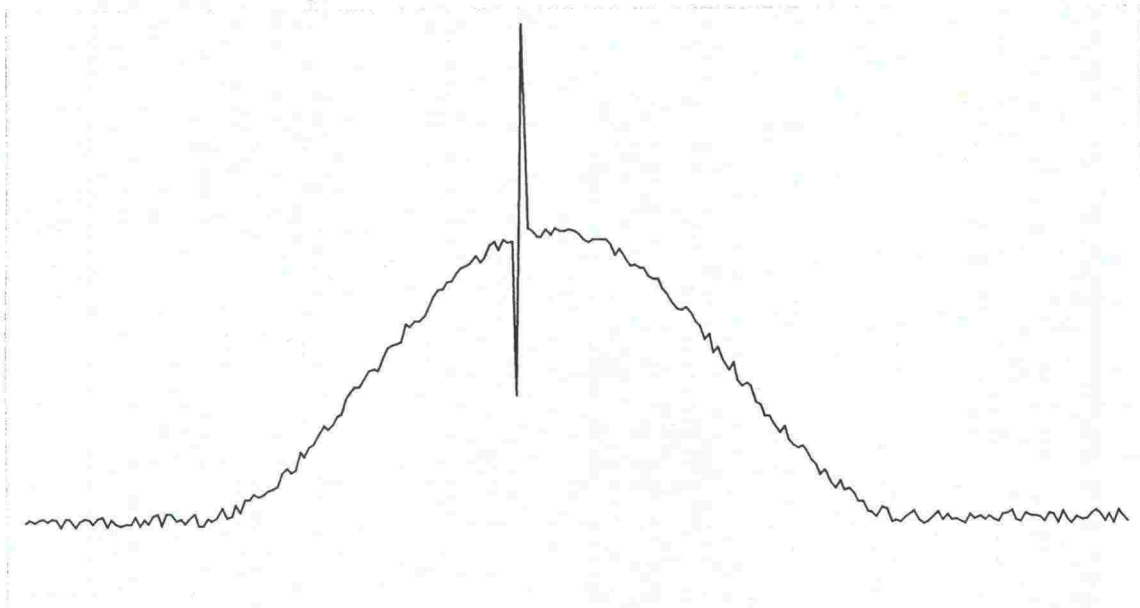
Loven kohdalla pyörä iskeytyy raidetta vasten ja aiheuttaa dynaamisen lisäkuormituksen. Iskeytyminen johtuu sekä kuorman alla painuneen kiskon nousemisesta, että pyörän tipahtamisesta alaspäin. Kuormitus kasvaa nopeuden mukana, koska tällöin pystykiihtyvyydetkin kasvavat. Tietyn nopeuden jälkeen pyörä ja kisko eivät kuitenkaan ehdi lähentyä toisiaan niin nopeasti kuin loven syvyys vaatisi, vaan pyörän ja kiskon väliin jää hetkellisesti ilmarako. Tällöin dynaaminen kuormitus alkaa

pienentyä nopeuden kasvaessa. Nopeutta, jossa käänne tapahtuu, kutsutaan lovipyörän kriittiseksi nopeudeksi. Kriittisen nopeuden jälkeen iskuvoima tasaantuu tai laskee hiukan. Nopeuden kasvaessa edelleen, kääntyy iskuvoima jälleen nousuun. Kuvassa 2 on vertailtu kahta eri loven pituutta ja niiden aiheuttamaa kuormitusta nopeuden funktiona. Vasemmassa kuvassa isku osuu keskelle pölkkyväliä ja oikeassa pölkyn kohdalla. Kuvaajien alemmat käyrät kuvaavat kontaktivoiman vähenemistä juuri ennen iskua (kuvan 3 piikki alaspäin). Kun tämä käyrä saavuttaa nollatason, pyörä irtaantuu kiskosta. /12/



Kuva 2. Nopeuden vaikutus loven iskuvoimaan. /12/

Loven syvyyden kasvaessa iskuvoima kasvaa jyrkästi. Iskun suuruus riippuu nopeuden lisäksi ratarakenteen joustavuudesta. Joustavin kohta radassa on ratapölkkyjen puolella välissä ja jäykin kohta pölkyn kohdalla. Kuvassa on esitetty pyörän ja radan kosketuskohdassa esiintyvän voiman aikafunktio, kun lovi osuu tarkastelukohtaan.



Kuva 3. Loven aiheuttama kuormituspiikki.

Loven dynaamista vaikutusta on simuloitu lukuisissa kokeissa eri puolilla maailmaa. Venäjällä 80-luvun alussa suoritetuissa laajoissa lovipyörätutkimuksissa tehtiin seuraavia johtopäätöksiä: /1/

- loven vaikutus kiskoihin riippuu telin jousittamattomista massoista ja akseliston dynaamisista ominaisuuksista
- telin jousitetun massan tekemät aaltomaiset liikkeet on otettava huomioon laskelmissa
- kriittinen nopeus oli välillä 20–30 km/h riippuen kiskon tyypistä ja alusrakenteen jäykkyydestä
- loven syvyyden kasvaessa iskun voima kasvaa jyrkästi:
 - loven syvyys 2 mm: iskun voima = 600–650kN
 - loven syvyys 4 mm: iskun voima = 800–850kN
 - loven syvyys 6 mm: iskun voima = 900–1050kN
- 1 mm loven syvyyden kasvaminen lisää iskunvoimaa keskimäärin noin 100kN
- radan jäykkyyden lisääntyessä iskun voima kasvaa
- nykyisin käytössä olevat kiskot kestävät yleensä iskut (kiskon R65 kriittinen voima on 1800kN), ellei niissä ole hamarassa vauriota
- Alle 0 °C olevat lämpötilat heikentävät kiskon iskunkestävyyttä
- tietyllä etäisyydellä loven kosketuspinnasta (140 mm) kiskon yläosaan muodostuu vetojännitys
- R65-kiskolle saatiin lasketuksi seuraavat pintapaineet:
 - loven syvyys 2 mm; pintapaine 100–110 MPa
 - loven syvyys 6 mm; pintapaine 200 MPa tai yli (olosuhteista riippuen)

VR on 1980-luvun puolessavälissä tehnyt tutkimuksia lovipyöräisen tavaravaunun vaikutuksista betoniratapölkkyyn sekä erilaisten välilevyjen vertailua. Mittausten mukaan lovi aiheutti noin 4 kertaa suuremmat jännitykset kuin pyörä ilman lovea. Betonipölkylle sallitun vetojännityksen (3 MPa) alapuolelle päästiin 80 mm lovella alle 15 km/h nopeudella. Vastaavat nopeudet pienemmillä lovilla olivat: 60 mm: 20 km/h, 45 mm: 30 km/h. /5/

80-luvun lopussa VR vertaili lovipyöräisten tavaravaunujen vaikutusta kiskoon ja ratapölkkyihin eri välilevyillä kesä- ja talviolosuhteissa. Tehdyissä kokeissa mitattiin kiskoon ja ratapölkkyyn kohdistuvia kuormituksia. Kiskon lämpötila oli kesällä +40°C molemmiin puolin, talvella -9...+10°C. Testejä tehtiin eri akselipainoilla, nopeuksilla (10–120 km/h), lovenpituuksilla (60, 80 ja 100 mm) ja välilevyillä. Välilevyinä käytettiin 10 mm paksuja korkkimuovilevyjä ja 11 mm paksuja nappulakumilevyjä.

Havaintoja tutkimuksista:

- Talvella betonipölkyn rasisitukset ovat jopa 1,5 kertaa niin suuret kuin kesällä.
- Talvella kiskon rasisitukset ovat jopa 3 kertaa suuremmat kuin kesällä.
- Joustavammalla välilevyllä saadaan rasisitusta laskettua niin kiskon kuin ratapölkkykin osalta.

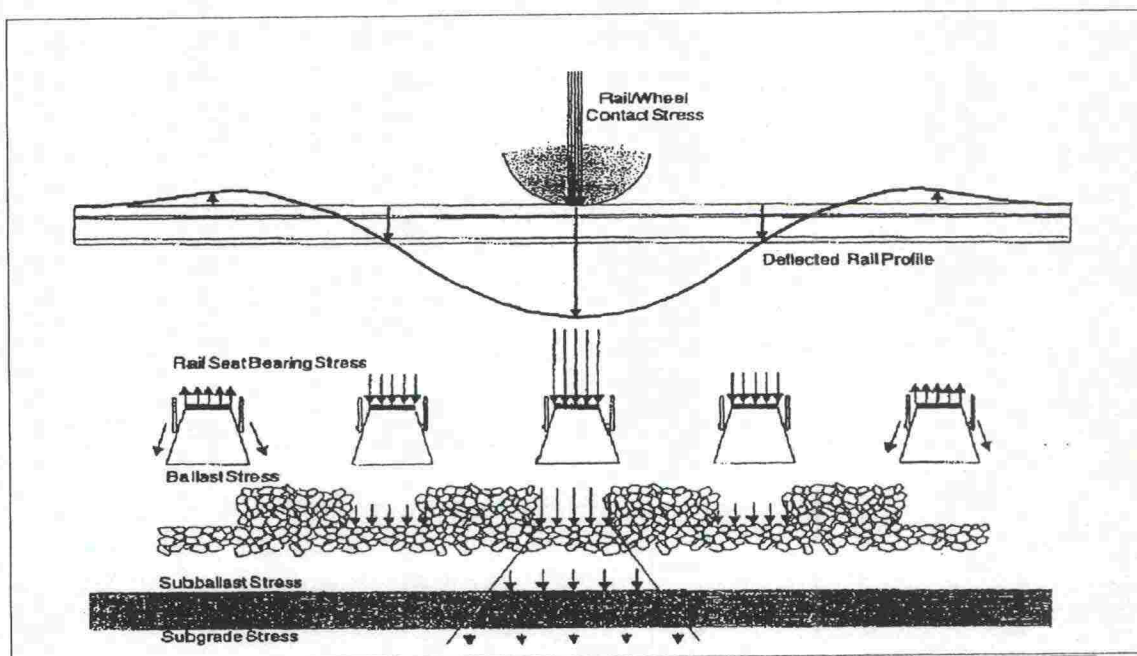
- Rasitushuippu kiskoille muodostuu nopeusalueelle 20–60 km/h. Ratapölkkyjen rasitukselle ei löydy selkeää kriittistä nopeusaluetta.
- Lovella on merkitystä ratapölkyn rasitukseen ainoastaan silloin kun se iskee pölkyn kohdalla, etäämpänä pölkystä oleva isku ei välity pölkkyyn. /5/

Välilevyjen vaikutusta on tutkittu myös British Railissa, jossa todettiin pehmeämpien välilevyjen eristävän pölkyn kiskosta, niin etteivät haitalliset värähtelyt pääse siirtymään pölkyn ja kiskon välillä. Tällä katsotaan olevan etua myös paitsi pölkylle myös kiskolle. Välilevyn jäykkyyden laskeminen tasolle 200...300 MN/m on käytännöllinen ja tehokas keino kiskon ja pölkyn suojaamiseksi iskuilta. /8/

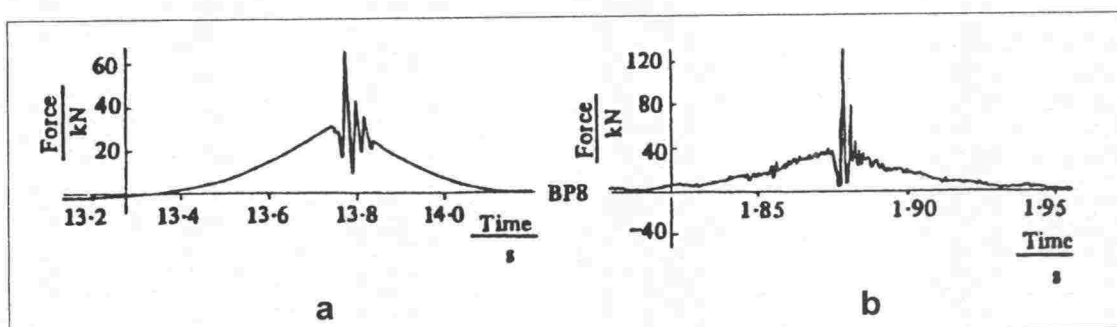
2.2.1 Kiskon värähtely loven vaikutuksesta

Luvussa 3 esitetyistä kiskon jousto-ominaisuuksista riippuu, miten kisko käyttäytyy lovipyörän vaikutuksessa. Kiskoa voidaan kuvata jousena, jolla on tietty jousivakio ja vaimennus. Kiskon lisäksi raiteen joustoon vaikuttavat välilevyn, pölkyn ja ratapenkan ylimpien osien jousto. Seuraavassa tarkastellaan sitä lyhyttä ajanjaksoa (1/100 sekunteja...1/10 sekunteja), jona lovi vaikuttaa kiskoon ja pyörään.

Loven alussa voima kiskon ja pyörän välillä pienenee. Kisko alkaa nousta ylöspäin ja pyörä laskeutua alaspäin. Kiskon nousua ja pyörän laskeutumista vastustavat kosketusvoiman lisäksi em. komponenttien massojen hitaudet. Liike on lähes kokonaan kiskon nousua, pyörän laskeutuminen on paljon vähäisempää sen huomattavasti suuremman massan (hitauden) vuoksi. Hiukan myöhemmin, loven puolenvälin jälkeen, voima kiskon ja pyörän välillä alkaa kasvaa hyvin nopeasti. Kiskolla on tällöin pystysuuntaista nopeutta ylöspäin, ja sen massan hitauden vuoksi syntyy voimakas voimaimpulssi kiskon ja pyörän välille. Impulssi saa kiskon liikkumaan alaspäin, jolloin hitausvoimien vuoksi voima kiskon ja pyörän välillä pienenee alle staattisen kuorman. Tämän jälkeen kisko liikkuu taas ylöspäin ja aiheuttaa uuden voimaimpulssin. Kisko siis värähtelee pystysuunnassa, joskin tuo värähtely vaimenee hyvin nopeasti. Ensimmäisestä impulssista käytetään kirjallisuudessa yleisesti merkintää P_1 ja toisesta impulssista P_2 . Ensimmäinen voimaimpulssi on huomattavasti toista impulssia suurempi, ja sitä seuraavia impulsseja voidaan pitää merkityksettöminä. Ensimmäisen impulssin suuruus riippuu hyvin suuresti raiteen ekvivalentista massasta, johon on kiskon massan lisäksi huomioitu ratapölkyn massa. Jälkimmäisen osuus on huomattavan pieni näin suurilla taajuuksilla (luokkaa 1 kHz), vaikutus on kaikkein pienin iskun osuessa kiskoon pölkkyvälin puolivälin kohdalla. /8, 11/



Kuva 4. Kiskon ja ratapölkkyjen jousto kuormituksen alla. /13/



Kuva 5. Loven voimavaikutus välilevystä mitattuna. Kuvassa a nopeus on 23 km/h ja kuvassa b 117 km/h. /11/

Liikkuvan kaluston jousittamattoman massan suuruudella ei ole juurikaan merkitystä loven iskuvoimaan. Suurempi jousittamaton massa kiihtyy hitaammin, jolloin pyörän nopeus alaspäin kiskon ja loven kuormituspiikin kohdalla on pienempi kuin pienemmällä jousittamattomalla massalla. Inertia on kuitenkin suurin piirtein sama, koska suurempi massa kompensoi pienemmän pystynopeuden. /8/

2.2.2 Tukikerroksen jäykkyyden ja ratapölkyn massan vaikutus

Tukikerroksen jäykkyyden lisääminen lisää myös radan jäykkyyttä, jolloin kiskon jousto pienenee. Kiskon taivutusjännitys vähenee tällöin huomattavasti. Lisääntynyt jäykkyys vaikuttaa toiseen loven impulssiin (P_2) siten, että se kasvaa likipitään

lineaarisesti sepelin jäykkyyden mukaan. Näin ollen sepelin jäykkyyden lisääminen lisää ratarakenteisiin kohdistuvan iskuenergian määrää. /8/

Pölkyn massan nostaminen kohottaa välilevyyn kohdistuvan kuormituksen määrää ainoastaan marginaalisesti. Samoin pölkyn massalla ei ole juurikaan vaikutusta ensimmäiseen kuormituspiikkiin, mutta voimakas vaikutus toiseen kuormituspiikkiin. Pölkyn massa vaikuttaa ratasysteemin epätasaisesti jakautuneeseen massaan, mikä aiheuttaa merkittävää kasvua kiskon leikkausjännitykseen. /8/

Loven iskuvoima on suurimmillaan pölkyn keskellä ja pienimmillään pölkkyjen puolivälissä. Ero ei ole kuitenkaan merkittävä, ainoastaan 10 % luokkaa. /8/

Lähteen /4/ mukaisissa British Railwaysin tekemissä tutkimuksissa havaittiin dynaamisen kuormituksen nousun olevan likipitään suoraan verrannollinen loven syvyyteen ja akselipainoon. Tutkimuksessa verrattiin 200 ja 225 kN:n akselipainoja. Suurin kuormitus saavutettiin nopeuksilla 20–30 km/h, ja kuormitus oli noin 25% suurempi betoni- kuin puuratapölkyillä. Talvella kiskon ja ratapölkyn rasitukset olivat marginaalisesti pienempiä kuin kesällä.

Muita havaintoja tutkimuksessa oli:

- Kiskon ja ratapölkyn siirtymät pienenevät nopeuden kasvaessa, koska dynaamisen kuorman vaikutusaika lyhenee ja kiskon ja ratapölkyn inertiaivoimien osuudet kokonaisvoimasta kasvavat.
- Lovipyörillä ei voi katsoa olevan väsyttävää vaikutusta kiskoihin.
- Lovipyörillä on vaikutus valmiiksi viallisten kiskojen pahoihin vaurioihin.
- Lovipyörillä on yhteys betonipölkkyjen murtumiin niiden aiheuttaman vetojännityspiikin vuoksi.
- Lovipyörillä ei ole havaittu olevan vaikutusta sepelin ja ratapenkan vaurioihin.

/4/

2.2.3 Akselipainon vaikutus loven vaikutukseen

Lähteen /8/ mukaisissa British Railwaysin (BR) tekemissä FE-laskelmissa loven vaikutus kiskoon kasvaa lineaarisesti muttei suoraan verrannollisesti akselipainoon. Riippuvuus on suurin piirtein luokkaa 50 %, eli akselipainon korotus 10 %:lla nostaa loven vaikutusta 5 %:lla. CPR:n (Canadian Pacific Rail) tekemien laskelmien tulokset poikkeavat edellisistä, niissä loven dynaaminen vaikutus kasvaa likipitään suoraan verrannollisesti akselipainon kanssa. BR:n suorittamissa teoreettisissa ja käytännön kokeissa saatiin kriittiseksi nopeudeksi noin 30 km/h. Nopeuden noustessa edelleen, voima laskee hiukan mutta alkaa taas kohota yli 60 km/h nopeuksilla. Pienillä akselipainoilla (tyhjä vaunu) loven vaikutus kasvaa tiettyyn nopeuteen saakka, jonka jälkeen se säilyy likipitään vakoina nopeuden noustessa. /8/

2.3 Lovipyörrien vaikutus laakereihin

Lovesta aiheutuvat iskut aiheuttavat suuria kiihtyvyyksiä akselilaakeriin, jolloin on vaarana mm. laakerin rullapitimen rikkoutuminen. Laakerin pystykiihtyvyys kasvaa jyrkästi loven syvyyden funktiona, junan nopeudella on vain lievä positiivinen korrelaatio kiihtyvyyden kanssa. Myös tässä korostuu radan jousto-ominaisuuksien vaikutus: PKP:n mittausten (ORE D 161.1/RP3, akselipaino 225 kN) mukaan 6,8 mm syvällä lovella laakerin kiihtyvyys on puupölkkyradalla luokkaa 4...5,5 g ja betonipölkkyradalla luokkaa 5...9 g. VR:n mittaustulokset antavat hieman suurempia arvoja, 60 mm pitkällä lovella ja 186 kN akselipainolla on saatu 20 g kiihtyvyyksiä ja 80 mm pitkällä lovella (170 kN akselipaino) jopa 45 g kiihtyvyyksiä. /2/

Vioittunut laakerinpidin voi kuumeta ja pahimmassa tapauksessa aiheuttaa akselin murtumisen ja vaunun suistumisen raiteilta. Toinen laakerivauriotyyppi on laakerin kuulauran väsymiskuluminen. Tämän syntyminen on kuitenkin sen verran hidasta, että yleensä rullapitimen murtuminen tapahtuu aikaisemmin. /2/

Laakerivikoja ei juurikaan ole tilastoitu, mutta SKF:n edustajan mukaan arviolta yli 90 % raportoiduista laakerien ylikuumenemisista on ollut yhteydessä lovipyöriin tai pyörän kulkupinnan kuoriutumiseen. /2/

2.4 Pyöränloville asetettuja rajoituksia

Lovipyörille on asetettu rajoituksia niiden aiheuttamien kisko-, kalusto- ja kuormavaurioiden vuoksi. Lovipyörärajoituksia yritettiin kartoittaa luvussa 7.1 esitetyllä tavalla, mutta siinä onnistuttiin huonosti. Seuraavassa on tiedot niiltä osin kuin tietoja saatiin.

2.4.1 Pohjoismaat

Taulukko 1. Lovipyörille asetettuja rajoituksia. /2/

	Pyörän halkaisija [mm]	Ilman lämpötila [°C]	Loven pituus [mm]	Sallittu nopeus [km/h]
DSB (Tanska)			60 65 85	ei rajoituksia
NSB (Norja)	= 900 = 900 < 900 < 900	< -10 > -10 < -10 > -10	> 40 > 60 > 30 > 40	= 10 = 10 = 10 = 10
SJ (Ruotsi)		< -10 > -10	> 60 40...60 40...60	= 10 = 10 < 15 ja > 45*
VR		< -10 > -10	> 80 61...80 46...60 46...60	ajokielto = 10 = 10 < 20 ja > 45*
UIC	631...1000 631...1000 330...630		60 30 30	= 160 = 200 = 160

*: Näiden välistä nopeusalueita vältettävä.

2.4.2 Muut maat

- Britannian rautateillä on käytössä seuraavat rajoitukset: /4/
 - veturit: lovenpituus 60 mm
 - matkustajavaunut: lovenpituus 50 mm
 - tavaravaunut:
 - alle 175 kN akselipaino: lovenpituus 80 mm
 - yli 175 kN akselipaino: lovenpituus 70 mm
- Alaskassa (USA) suurin sallittu lovenpituus on 63,5 mm. /9/
- Kansainvälisillä radoilla sallitaan 1,5 mm syvä lovi vaunun pyörissä, tätä suuremmat lovet täytyy korjata. /5/

2.4.3 Venäjä

Venäjän lovipyörärajoituksista ei ollut saatavilla tuoretta tietoa. Seuraavassa esitetyt tiedot perustuvat lähes neljännesvuosisadan takaiseen materiaaliin, eikä niiden ajanmukaisuudesta ole varmuutta.

Rullalaakeroiduissa vaunuissa sallitaan 1 mm syvyinen lovi. Mikäli väliasemalla havaitaan lovi, joka on tätä syvempi, mutta kuitenkin alle 2 mm, sallitaan vaunun kuljetus lähimpään tekniseen huoltopisteeseen, jossa on laitteet pyöräkertojen

vaihtamista varten. Nopeusrajoitus on tällöin 100 km/h henkilövaunuille ja 70 km/h tavaravaunuille. Mikäli lovi on vähintään 2 mm syvä, ei vaunua saa liittää junaan. /7/

Liukulaakeroiduissa vaunuissa sallittu lovensyvyys on 2 mm. Tätä suurempi lovi aiheuttaa kiellon liittää ko. vaunua junaan.

Kuitenkin, jos epätasaisen kulumisen (lovipyörä) paljastumisen kannalta on välttämätöntä, annetaan vaunujen olla liikenteessä. Konepajasta tai varikolta lähtevissä vaunuissa ei sallita lainkaan havaittavissa olevia lovia, vaan ne täytyy sorvata pois. /7/

2.5 Yhteenveto

- Lovet aiheuttavat vaurioita kiskoja ja muiden ratarakenteiden lisäksi liikkuvalla kalustolle (lähinnä pyörät ja laakerit) ja lastille.
- Loven vaikutuksen suuruus riippuu
 - loven pituudesta
 - pyöräkuormasta
 - jousittamattomasta massasta
 - ajonopeudesta
 - radan joustosta
- Lovipyörän kriittinen nopeus on yleensä luokkaa 25...45 km/h.
- Nopeuden noustessa kriittisen nopeuden yläpuolelle, loven iskuvaikutus pienenee vain hieman.
- Suurilla nopeuksilla loven iskuvaikutus kasvaa nopeasti.
- Välilevyllä on iskua pienentävä vaikutus; pehmeämpi välilevy vaimentaa paremmin kuin kova.
- Loven iskuvaikutus on likipitään suoraan verrannollinen staattiseen pyöräkuormaan.
- Suuremmilla nopeuksilla loven iskuvaikutus on lyhytaikaisempi, jolloin se kohdistuu pääasiassa kiskoon eikä välity niin paljon ratapölkkyyn ja muihin ratarakenteisiin kuin hitaalla nopeudella.
- Loven voimavaikutus on melko laajalla nopeusalueella karkeasti arvioiden 2...4 -ertainen staattiseen kuormaan nähden.
- Lovet eivät aiheuta kiskon väsymistä, mutta voivat johtaa jo valmiiksi väsyneen tai vaurioituneen kiskon murtumiseen.

2.6 Lähdeluettelo

- 1 Segercrantz, W. & Kähkönen, S. Selvitys 25–30 tonnin akselipainon vaikutuksesta radan mitoitussparametreihin ja radan kunnossapitoon Venäjän rautateillä.
- 2 Nordisk studiegrupp. Hjulplattor – Slutrapport. 1998.
- 3 Jergéus, Johan. Väitöskirja. Railway wheel flats : martensite formation, residual stresses, and crack propagation. Göteborg Chalmers University of Technology, 1997. ISBN 91-7197-589-6.
- 4 Dynamic effects of 22,5 t axle loads on the track. ORE D 161.1 report. 1986.
- 5 VR-lovipyörämittausraportit 1985–89.
- 6 Jenkins, H. H. & Stephenson, J. E. & Clayton, G. A. & Morland, G. W. & Lyon, D. The Effect of Track and Vehicle Parameters on Wheel/Rail Vertical Dynamic Forces. 1985.
- 7 SNTL:n kulkulaitosministeriö/Vaunutalouden päähallinto/Yleisliittolainen tieteellinen rautatietutkimusinstituutti. Vaunujen pyöräkertojen tarkastus-, korjaus- ja kokoamisohjeet. 1976.
- 8 Dukkhipati, R.V. & Dong, R. Impact Loads due to Wheels Flats and Shells. Vehicle System Dynamics, vol. 31, n:o 1 1999.
- 9 Brooks, T. E. Alaska Railroad. Faksi.
- 10 Schive, C. Jernbaneanverket. Faksi.
- 11 Newton, S.G. & Clark, R.A. An investigation into the dynamic effects on the track of wheel flats on railway vehicles. Journal of Mechanical Engineering Science. Vol. 21, nro 4, 1979.
- 12 Nielsen, J.C.O & Igeland, A. Vertical dynamic interaction between train and track - influence of wheel and track imperfections. Journal of Sound and Vibration. Vol 187, no 5, 1995.
- 13 Selig, E. T. & Waters, J. M & Telford, T. Track Geotechnology and Substructure Management. Lontoo 1994. ISSN 0-7277-2013-9.
- 14 Ahlström, J. & Karlsson, B. Microstructural evaluation and interpretation of the mechanically and thermally affected zone under railway wheel flats. Wear, vol 232, n:o 1, 1999. ISSN 0043-1648.
- 15 Ahlström, J. & Karlsson, B. Analytical 1D-model for analysis of the thermally affected zone formed during railway wheel skid. Wear, vol 232, n:o 1, 1999. ISSN 0043-1648.

3. DYNAAMINEN KUORMITUS KISKON KANNALTA

3.1 Yleistä

Kiskoon kohdistuu voimia hyvin laajalla taajuusalueella. Matalataajuisella (<10 Hz) kuormitus aiheutuu pääasiassa kiskokaluston liikkeistä, joka välittyvät kiskoon jousituksen kautta. Näihin voimiin kiskolla ei ole juurikaan vaikutusta. Keskitaaajuudella (20–100 Hz) kiskojärjestelmällä on keskeinen rooli voimatasojen muodostumisessa, voimien aiheuttajana on tällöin kaluston jousittamattomat osat ja jossain määrin ensiöjousitus. Erilaisten iskujen aiheuttamaan korkeataajuiseen (500–2000Hz) kuormitukseen vaikuttavat pääasiassa kiskon ja pyöräkertojen massat sekä kosketuspisteen joustavuudet. /1/

Pystysuoria dynaamisia kuormituksia aiheuttavat:

- Yksittäiset epäsäännöllisyydet kiskon kulkupinnalla, kuten esim. hitsausjatkokset
- Jaksolliset epäsäännöllisyydet kuten kiskon kulkupinnan aaltoilu ja ratapölkyt (rata hiukan jäykempi pölkyn kohdalla)
- Satunnaiset vaihtelut radan pituussuuntaisessa profiilissa (radan pinnan korkeuden vaihtelu)
- Pyöräviat (pyörän epäkeskeisyys ja lovet)
- Satunnainen radan alusrakenteen jäykkyyden vaihtelu.

Dynaamisia voimia voidaan rajoittaa seuraavilla toimenpiteillä: /1/

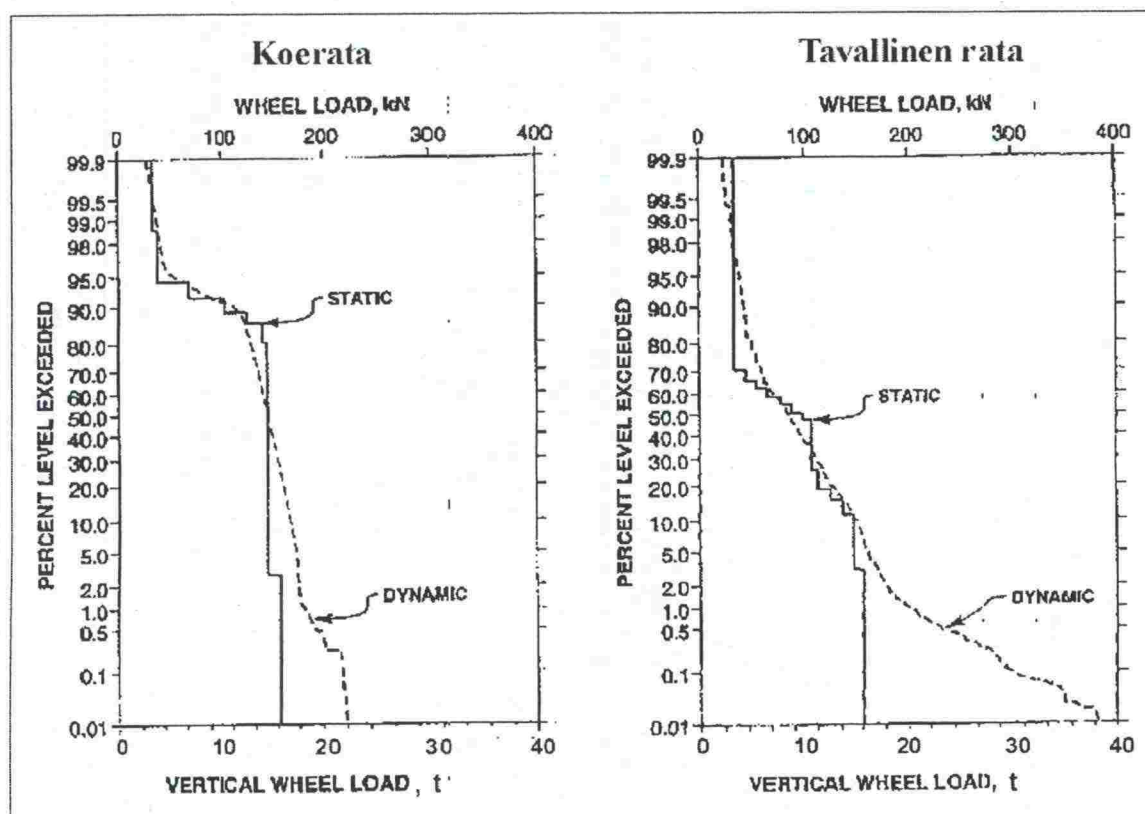
- Jousituksen modifiointi. Lähteen /1/ mukaan tällä ei kuitenkaan ole suurta vaikutusta.
- Jousittamattoman massan pienentäminen. Yksi mahdollisuus on ajomoottorin sijoittaminen telirunkoon (akselin sijaan), joka säästää myös moottoria.
- Pyörän kaarteissa ohjautuvuuden lisääminen.
- Ajomoottorin ja jousitusjärjestelmän parametrien optimointi.

Vaunun pystysuuntainen heilahtelu voi aiheuttaa jousituksen pohjaamisen, joka edelleen aiheuttaa kuormituspiikin. Heilahtelua voidaan vaimentaa jousitus- ja vaimennusparametreja säätämällä. Australialainen BHP Iron Ore -rautatieyhtiö on käynnistänyt tutkimukset jousituksen optimiparametrien löytämiseksi. Tarkoitus on pienentää nostettujen akselipainojen dynaamisia kuormituksia tasolle, jolla ne olivat ennen nostamista. BHP Iron Ore kuljettaa malmia 375 kN akselipainoilla, ja tarkoitus on myöhemmin nostaa akselipaino aina 400 kN saakka. Tälle on ehtona, että akselipainon dynaaminen vaihtelu saadaan $\pm 5\%$ rajoihin. Kriittisin tekijä on siltojen kantavuus. Uusissa vaunuissa joustien määrää on lisätty vanhoihin "Oroville"-vaunuihin nähden. Eri akseleiden staattisen akselipainon erojen vähentämiseksi myös malmin kuormausjärjestelmiin on panostettu.

Dynaamisten kuormitusten ja satunnaisten epäsäännöllisyyksien vaikutusta kontaktivoimiin ja liikkuvan kaluston kulkuun voidaan tutkia mm. simulointiohjelmilla. Yksi tällainen on SIMPACK -ohjelmiston Rail/Wheel-moduli, jonka avulla voidaan mallintaa teli- ja vaunurakenteet sekä rata-layout. ERRI:n ja Deutsche Bahnin vertailussa ohjelman antamat tulokset vastasivat hyvin kokeellisissa testeissä saatuja

tuloksia. Ohjelmalla voidaan mallintaa niin yksittäisen pyörän kosketus kuin erityyppisten telien käyttäytyminen. Ohjelmassa on valmiiksi saatavilla useimpia kisko- ja pyöräprofileja. /3/

Kiskon tai pyörän vauriot syntyvät joko materiaalin väsymisen tai kertaluonteisen, korkean kuormitushuipun aiheuttamana. Hyvin yleinen tapaus on näiden kahden yhdistelmä, eli väsymisilmiön valmiiksi heikentämä materiaali vaurioituu kuormituspiikin vuoksi. Hyvissä olosuhteissa kuormituspiikit ovat suuruudeltaan vähäisiä, mutta käytännössä radoilla on paljon epäsäännöllisyyksiä (virheitä), jotka ovat syynä kuormituspiikkeihin. Kuvassa 6 on vertailtu mittaustuloksia Coloradossa (USA) testiradalla ja normaalilla tavara- ja henkilöliikenteessä olevalla radalla. Näytteiden määrä/rata on yli 20 000 kpl, dynaamisten kuormitusten jakauma on saatu radassa olevien anturien mittaustuloksista ja staattisen pyöräkuorman jakauma junatiedoista. Kuvaajasta voimme havaita, että hyväkuntoisella radalla/kalustolla dynaaminen kuormitus ei ole juurikaan staattista kuormitusta suurempi, ainoastaan noin 0,5 % pyörissä dynaaminen kuormitus ylittää staattisen kuormituksen yli 20 %:lla. Tavallisella radalla tämä osuus on noin 1%. Edelleen havaitsemme, että tavallisella radalla pieni osa dynaamisista kuormituksista on erittäin suuria, joka tuhannes pyöräkuorma ylittää 300 kN. /4/



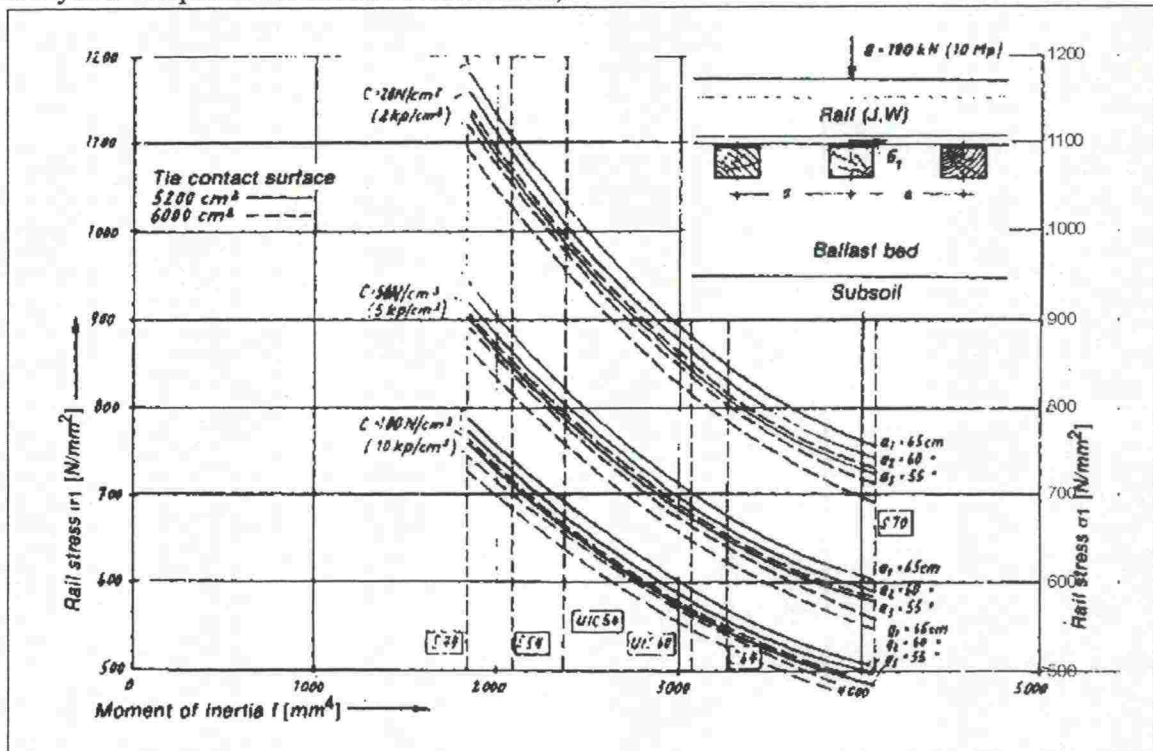
Kuva 6. Staattisen ja dynaamisen kuormituksen tilastollinen vertailu hyväkuntoisella testiradalla ja normaalissa sekakäytössä olevalla radalla. /4/

3.2 Kiskon siirtymä ja taivutusmomentti

Junasta aiheutunut kuormitus ratarakenteeseen saa radan painumaan alaspäin. Tällöin kisko taipuu, taipuman suuruus riippuu kiskon poikkileikkauksen määrästä taivutusvastuksesta ja muiden ratarakenteiden joustosta. Ratapölkkyt ovat niin tiheässä ja kisko sen verran jäykkää, ettei kiskon taipuma riipu kovin paljoa siitä, onko tarkastelupiste ratapölkyn kohdalla vai esim. pölkkyvälin puolessavälissä. Poikkeuksena tästä ovat lyhytaikaiset mutta voimakkaat iskumaiset kuormitukset, kuten esim. lovipyörän aiheuttama isku. Taivutus saa aikaan veto- ja puristusjännityksen kiskon alaja yläosissa. Junan kulkiessa taivutusjännitys kiskossa vaihtelee koko ajan, samoin tekevät veto- ja puristusjännitykset. Yleensä kisko kestää tämän vaihtokuormituksen, mutta kiskon pinnalla olevat vauriot voivat heikentää kiskoa niin paljon että se murtuu. Kiskon taivutusjännitykset riippuvat raiteen poikkileikkauksesta, ratapölkyn tukipinnan koosta sekä välilevyn, sepelin ja ratapenkan joustavuudesta. Jälkimmäisten yhteisvaikutuksesta käytetään termiä "radan alustaluku"* (engl. Ballast Modulus), joka määrittää ratapölkyn pohjan pintapaineen (p) suhteena radan painumaan (y),

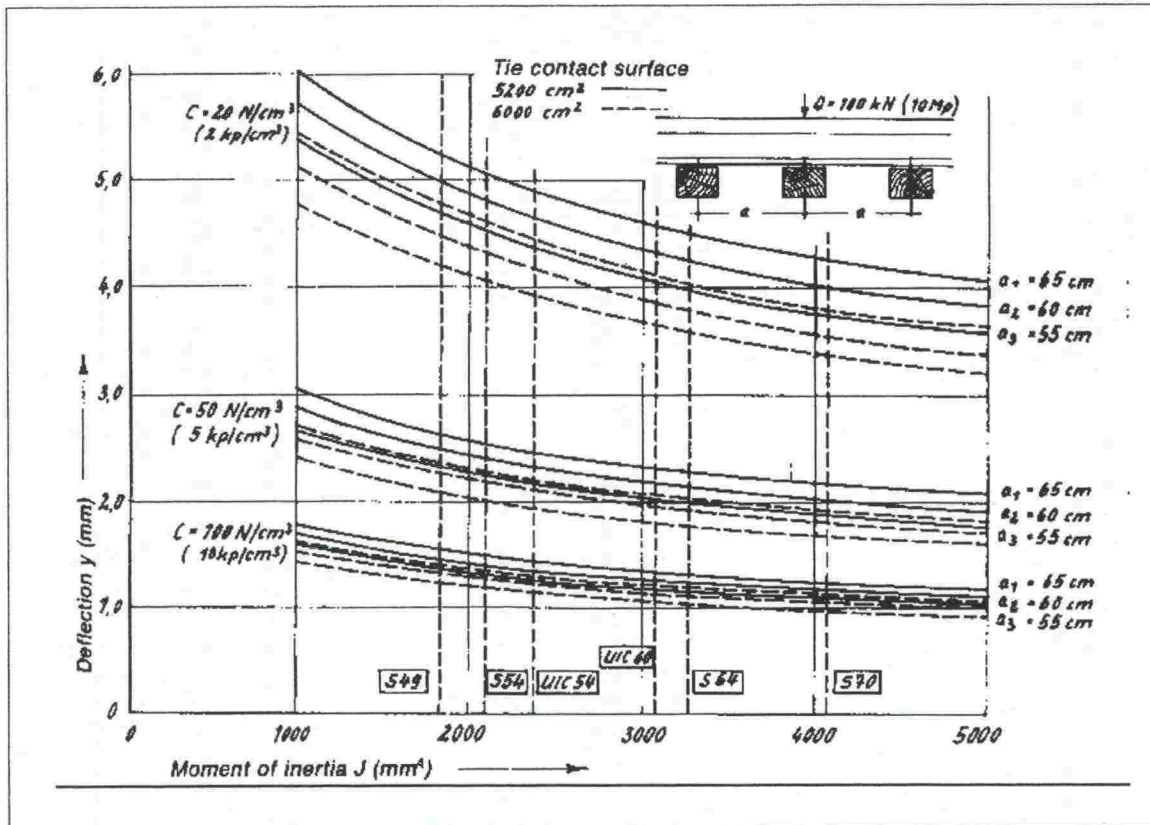
$$C = \frac{P}{Z} \quad (\text{N/mm}^3).$$

Radan alustaluvulla on suuri merkitys kiskon pystysiirtymään ja sitä kautta kiskon pituussuuntaisiin jännityksiin. Kuvassa 7 on esitetty teoreettinen vetojännityksen maksimi kiskon jalassa ja kuvassa 8 kiskon siirtymä kiskon jäyhyysmomentin funktiona, yksittäiskuorman tapauksessa. Laskelmissa on käytetty 100 kN pyöräkuormaa (Q), joka pitää sisällään dynaamisen kuormituksen (lähinnä painon siirtymä kompensoimattomassa kaarteessa).



Kuva 7. Teoreettinen vetojännitys kiskon jalassa kiskon jäyhyysmomentin funktiona. /2/

* Termin virallisuudesta ei ole tarkempaa tietoa. Rautatietermistön yhteneväisyydessä on havaittavissa puutteita, jotka ovat tulleet esille muussakin kuin tässä yhteydessä.



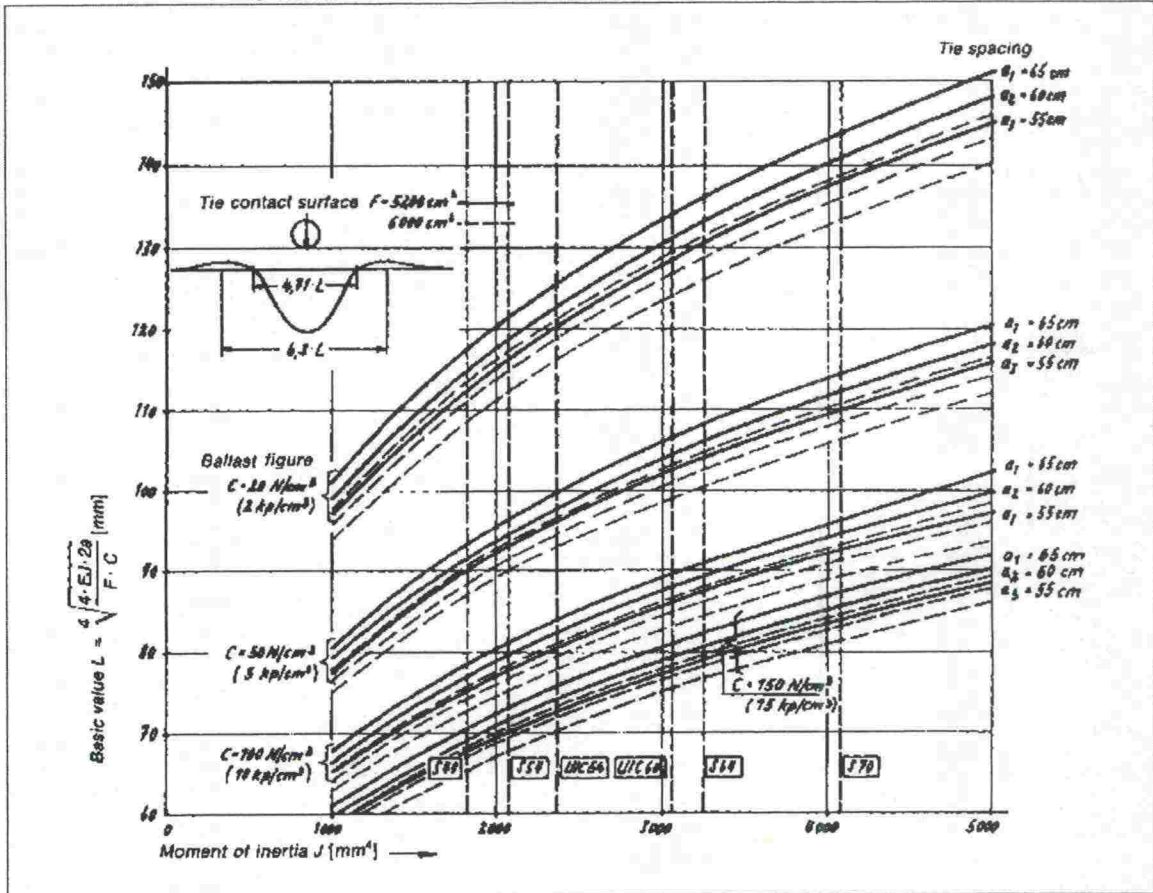
Kuva 8. Kiskon pystysiirtymä kiskon jäyhyysmomentin funktiona. /2/

Dynaamisena lisänä voidaan pitää 25 %, joten staattisella akselipainolla 250 kN täytyisi käyttää arvoa $Q=156 \text{ kN}$ ja akselipainolla 300 kN arvoa $Q=188 \text{ kN}$. Jännitys, samoin kuin siirtymäkin, ovat suoraan verrannollisia pyöräkuormaan, joten kuvien 7 ja 8 arvoista saadaan vastaavat jännitykset kertomalla ne luvuilla 1,56 (250 kN) ja 1,88 (300 kN). Kuvissa ovat parametreina pölkkyväli, pölkyn alapinnan pinta-ala (katkoviivat) ja radan alustaluku. Kuvista havaitaan, että kiskon profiililla (jäyhyysmomentti) on vaikutusta kiskon jalan maksimivetojännitykseen muttei juurikaan vaikutusta kiskon siirtymään. /2/

Jonkin matkaa pyörän edellä ja sen takana kisko pyrkii nousemaan, ja sen taivutusmomentti on päinvastainen kuin pyörän kohdalla (katso kuva 4 luvussa 2). Tällöin kiskon jalassa on puristusjännitys ja kiskon laella vetojännitys. Momentin suuruusluokka on noin 20 % maksimivetojännityksestä (pyörän kohdalla). Kiskon laessa esiintyy siis vaihtojännitys välillä +20 %...-100 % puristusjännityksen maksimiarvosta (puristusjännitys ilmaistaan negatiivisena). /2/

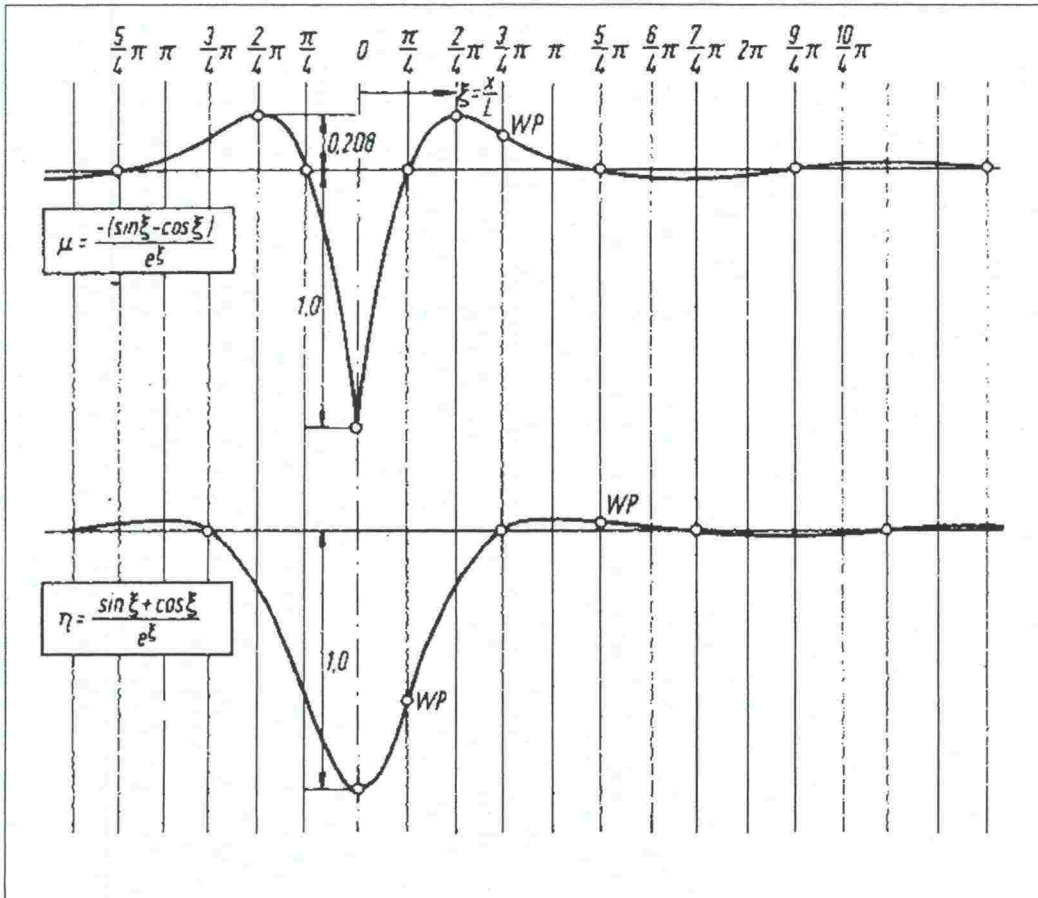
Edellä on käsitelty kiskon jännitystä yksittäiskuorman tapauksessa. Useamman, lähekkäin olevan kuorman tapauksessa (kuten teli tai peräkkäisten vaunujen lähimmät akselit) voidaan käyttää superpositioperiaatetta. Fastenrathin kirjassa /2/ (jossa aihetta on tarkastelu Zimmermannin teorian mukaan) on esitetty laskentatapa momentin laskemiseen lähekkäisten akselien vaikutuksen laskemiseksi. Vaikutus voi olla momenttia (ja sitä kautta kiskon jännityksiä) kasvattava tai vähentävä, ja se riippuu paitsi akselien välimatkasta myös ns. karakteristisesta pituudesta (Basic value) L , joka taas saadaan laskettua, kun tiedetään kiskon kimmomoduli (E) ja jäyhyysmomentti (I),

radan alustaluku, ja ratapölkyn pohjan pinta-ala. Kuvassa 9 on esitetty karakteristinen pituus L kiskon jäyhyysmomentin funktiona, parametreina radan alustaluku C ja pölkkyväli a . Kuvasta havaitaan, että radan alustaluvulla on tässäkin suuri vaikutus. 60E1- (aikaisemmin UIC 60) kiskolle $L_{C=20\text{N/cm}^3} = 1250 \dots 1350 \text{ mm}$, $L_{C=50\text{N/cm}^3} = 1000 \dots 1060 \text{ mm}$, $L_{C=100\text{N/cm}^3} = 850 \dots 900 \text{ mm}$ ja $L_{C=150\text{N/cm}^3} = 750 \dots 820 \text{ mm}$.



Kuva 9. Kiskon siirtymän ja taivutusmomentin laskennassa käytetty karakteristinen pituus L [cm].

Kuvassa 10 on kuvaajat kiskon taivutusmomentista ja pystysiirtymästä. Havaitsemme, että negatiivisen taivutusmomentin maksimit ovat etäisyydellä $\frac{1}{2}\pi L$ kosketuskohdan edellä ja jäljessä ja että suurimmalla kiskon nosteella tämä etäisyys on kaksinkertainen, πL .

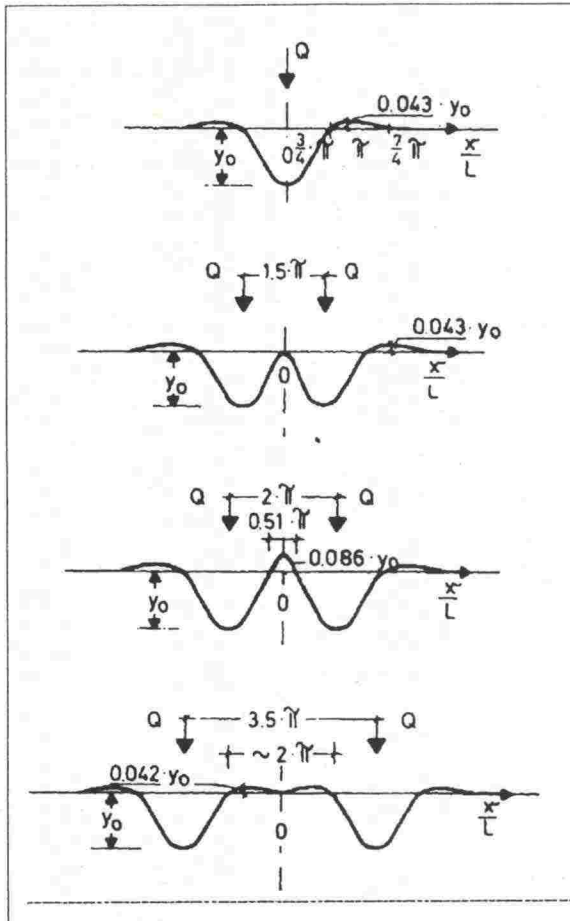


Kuva 10. Kiskon taivutusmomentti (ylempi kuva) ja pystysiirtymä suhteellisen etäisyyden ξ ($\xi = x/L$, jossa $L = ns.$ karakteristinen pituus) funktiona kosketuspisteestä. /2/

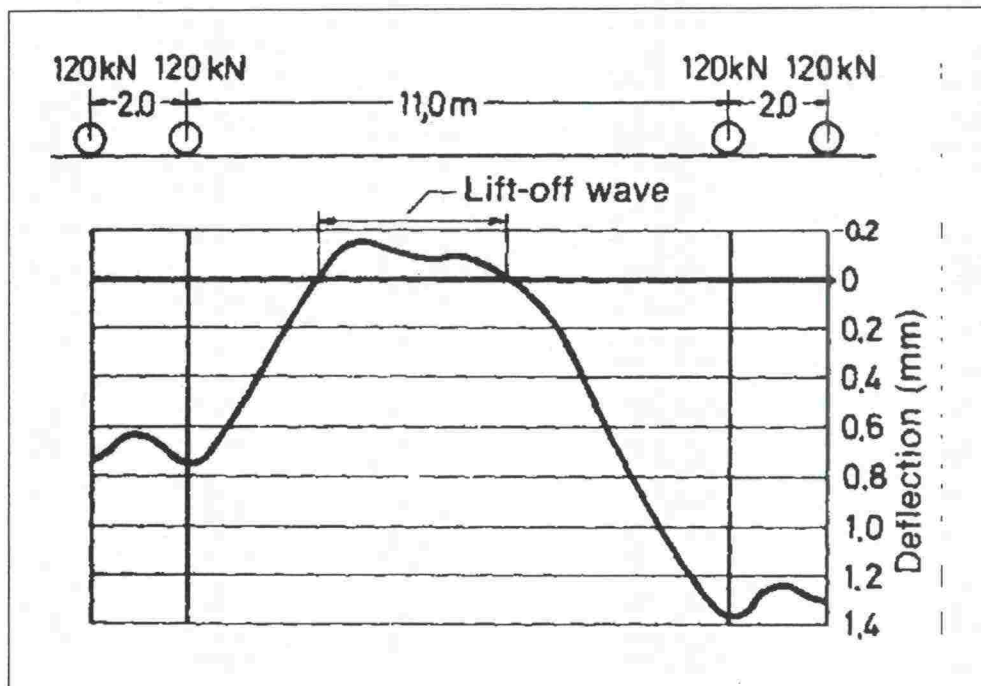
3.3 Kriittiset akselivälit

Kuorman aiheuttaman kiskon nosteen sekä kiskon negatiivisen taivutusmomentin maksimin etäisyys kosketuskohdasta (etäisyydet eivät ole samat) riippuvat ainoastaan karakteristisesta pituudesta L . Mikäli akseliväli on $3,1 \cdot L$ ($= 2325...3286$ mm hyvällä radan alustalla), vahvistavat näiden akselien aiheuttamat negatiiviset taivutusmomentit toisiaan eniten, ja kiskon laen vetojännitys kasvaa lähes 50 % yksittäiseen akseliin nähden. Kun tämä yhdistyy korkeaan leikkausjännitykseen, joka esiintyy kisko/pyöräkosketuspisteen lähellä, voi seurauksena olla poikittainen kiskohalkeama. /2/

Kuvassa 11 on esitetty kiskon taipuma yksittäisen akselin tapauksessa (ylin kuva) ja kaksiakselisen telin tapauksessa eri akseliväleillä. Kuvassa 12 on erään vaunun aiheuttama taipuma.



Kuva 11. Kiskon taipuma yksittäisen akselin ja telin (kolme eri akseliväliä) tapauksissa. /2/



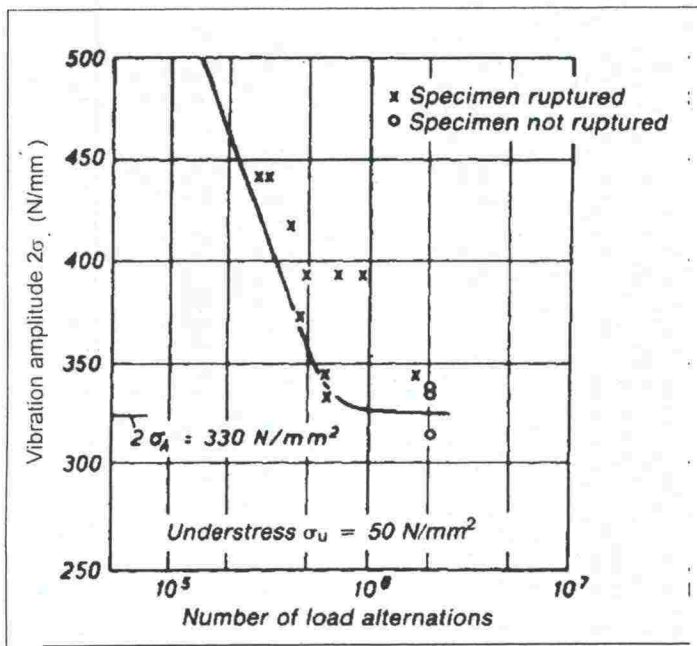
Kuva 12. Kokeellisesti mitattu kiskon taipuma neliakselisen vaunun alla. /2/

Toinen kriittinen akseliväli on $6,2 \cdot L$ ($= 4650 \dots 7374$ mm hyvällä radan alustalla). Tällöin kiskon noste kaksinkertaistuu ja vaarana on ratapölkyn tarjoaman sivuttaisvoiman

liiallinen pieneneminen ja kiskon pullistuminen sivuun joko suurten pitkittäisten puristusvoimien (lämpöjännitys) tai junan keskipakoisvoiman vuoksi (kaarteessa). Sekä taivutusmomentin että kiskon nosteen kannalta ihanteellinen akseliväli (akselien vaikutukset kompensoivat toisiaan) on puolet kriittisistä akseliväleistä, eli taivutusmomentille noin $1,5 \cdot L$ ja kiskon nosteelle $3,1 \cdot L$.

3.4 Väsymislajuuden laskenta

Jos jännitystaso ja sen dynaaminen vaihtelu kiskon eri osissa tunnetaan, voidaan kiskon väsymislajuutta arvioida Smithin kuvaajan avulla. Tästä voidaan edelleen laatia Wöhler-käyrä, jossa jännitysvaihtelun amplitudin mukaan voidaan arvioida odotettavissa oleva kestoikä kuormituskertojen lukumäärän mukaan. Kuvassa 13 on esitetty 60E1-kiskon (materiaalin murtolujuus 900 MPa) Wöhler-käyrä. Smithin piirroksessa huomioidaan keskimääräinen jännitys ja jännityksen amplitudi. Kiskossa esiintyy muitakin pitkittäisvoimia kuin taivutusmomentin aiheuttamat. Näitä ovat kiskon valmistuksessa muodostuneet jäännösjännitykset ja lämpöjännitykset. Junan kiihdytyksen tai jarrutuksen aiheuttama pitkittäisvoima on luonteeltaan satunnainen, joten se ei vaikuta väsymiskestävyyteen. Vetojännitys on kiskon kestävyyskannalta puristusjännitystä kriittisempi. Kiskon valmistuksen jäännösjännitykset ovat jakautuneet melko epätasaisesti kiskoon, kiskon varressa on luokkaa 100 MPa puristusjännitys ja siirryttäessä siitä kohti hamaraa tai jalkaa vaihtuu jännitys vetojännitykseksi, joka on suurimmillaan kiskon pohjan keskellä ja hamarassa ja on luokkaa 120 MPa. Lämpöjännityksen arvo on talvella luokkaa 200 MPa, kovilla pakkasilla enemmänkin. Väsymislajuuden kannalta ei satunnaisilla paukkupakkasilla ole suurta merkitystä. /2/



Kuva 13. Wöhler-käyrä 60E1 -kiskolle, materiaalin murtolujuus 900 MPa. /2/

3.5 Yhteenveto

- Kiskon taivutusjännityksen kannalta oleellinen merkitys on radan alustaluvulla, joka määrittää radan joustavuuden pystysuunnassa. Mitä jäykempi rata, sitä pienempi jännitystaso.
- Kriittinen akseliväli riippuu karakteristisesta pituudesta L , joka ottaa huomioon ratapölkyn pohjan pinta-alan, radan alustaluvun sekä kiskomateriaalin kimmomodulin ja jäyhyysmomentin.
- Koska radan alustaluku vaihtelee radan eri osissa, ei voida määrittää absoluuttisia arvoja kriittisille akseliväleille vaan se vaihtelee tietyllä välillä. Mitä tasalaatuisempi rata on ja mitä tarkemmin radan alustaluku kyetään määrittämään, sitä tarkemmin voidaan arvioida kriittinen akseliväli.
- Akseliväli, joka on paras mahdollinen kiskon nosteen kannalta, on huonoin mahdollinen kiskon taivutusjännityksen kannalta.
- Mitoittava tekijä kiskon kestävyys kannalta on väsytskuormitus.
- Kiskon kestävyys junakuorman aiheuttaman taivutusväsytyksen suhteen voidaan laskea, mutta siihen vaikuttavia parametreja on paljon ja ne tulisi kyetä määrittämään suhteellisen tarkasti, jotta laskelmien tulokset olisivat lähellä oikeata.

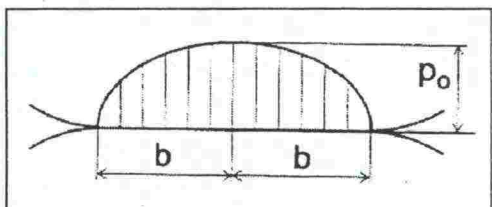
3.6 Lähdeluettelo

1. Jenkins, H. H. & Stephenson, J. E. & Clayton, G. A. & Morland, G. W. & Lyon, D. The Effect of Track and Vehicle Parameters on Wheel/Rail Vertical Dynamic Forces. Railway Engineering Journal. January 1974.
2. Fastenrath, F. Railroad Track, Theory and Practice – Material Properties, Cross-sections, Welding, and Treatment. 1981. ISBN 0-8044-4231-2.
3. SIMPACK-kotisivu, <WWW-dokumentti>. <http://www.simpack.de/> . Luettu 7.11.1999.
4. Selig, E. T. & Waters, J. M & Telford, T. Track Geotechnology and Substructure Management. Lontoo 1994. ISSN 0-7277-2013-9.
5. Moynan, M. & Cowin, A. & Tew, G. Benefits justify higher BHP axleloads. Railway Gazette International. June 1999.

4. PYÖRÄN AIHEUTTAMA PINTAPAINE KISKOLLE

4.1 Yleistä

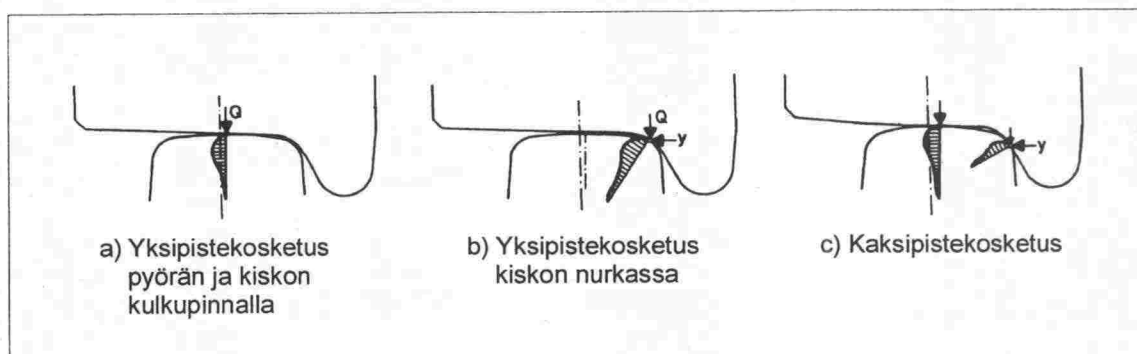
Pyörä voi olla kiskon kanssa kosketuksissa joko yhden tai kahden pisteen kautta (kuva 15). Kosketuskohta ei todellisuudessa ole pistemäinen, vaan se on ellipsi, jonka pinta-ala on välillä 80...300 mm². Pintapaine ei jakaudu tasaisesti kosketusalalle, vaan on kuvan 14 mukainen. Laskuissa on yleensä tarkoitus määrittää paineen maksimiarvo, p_0 .



Kuva 14. Pintapaineen jakauma elliptisessä kosketuksessa. /7/

Liikkuva juna vaeltaa poikittaissuunnassa koko ajan, jolloin kosketuspisteen sijainti vaihtelee myös koko ajan. Mikäli kulku on kohtuullisen stabiilia, riittää kosketuspisteen kitka pitämään pyöräkerran lähellä keskiasentoa, eikä kosketuspisteen paikka siirry kovin kauaksi kiskon keskiakselilta. Epästabiilissa kulussa tai esim. kompensoimattomassa kaarteessa ajettaessa ei kitka yksin riitä pitämään pyöräkertaa lähellä keskiasentoa, vaan kosketuspisteen paikka muuttuu siten että tukireaktio tarjoaa kiskon ja pyörän geometriasta johtuen vaakasuuntaisen komponentin ("y" kuvassa 15b). Tällöin resultanttivoima ja sitä myötä pintapaine kosketuksessa kasvavat. Korkea pintapaine aiheuttaa vaurioita pääasiassa väsymisen kautta (pitkän aikavälin väsymisluku ylittyy). Koska kosketuspisteen sijainti kiskolla junan sivusuuntaisen vaeltelun (vaakasuoralla raiteella) vuoksi ei ole säännönmukainen, jakautuu eri pyörien aiheuttama kuormitus melko laajalle alueelle kiskon ja pyörän pinnalle eikä täten aiheuta helposti väsymistä. Tästä poikkeuksena ovat ne kaarteet, joiden kallistuskompensaatio ei ole sopiva käytettyihin junan nopeuksiin nähden. Näissä kaarteissa kosketuspiste on säännönmukaisesti samassa kohtaa kiskoa (ylänurkassa), ja jokainen pyöräkerta aiheuttaa yhden toiston lisäyksen väsytyksetöiden määrään. /3/

Tietyillä profiilipareilla (esim. kuluneet profiilit) voi pyöräkerran ajautuminen sivuun keskilinjasta johtaa kaksipistekosketukseen (kuva 15c). Tällöin pyörä on kiskon kanssa kontaktissa kahden pisteen kautta, joista toinen on lähellä keskiakselia ja kantaa suurimman osan pystykuormasta, ja toinen on pyörän laipassa ja kantaa pääasiassa sivusuuntaisia voimia. Koska voima jakaantuu kahteen eri pisteeseen, ovat kummassakin pisteessä vaikuttavat voimat pienempiä kuin yksipistekosketuksessa. Pintapaineen kannalta kaksipistekosketus on siis parempi kuin yksipistekosketus. Kokonaisuus huomioon ottaen on kaksipistekosketus kuitenkin epäsuotuisa, koska tällöin ainakin toisessa kosketuspisteessä esiintyy liukumista pintojen välillä. Tämä aiheuttaa sekä voimakasta kulumista että vierinvastuksen kasvua. Jälkimmäisestä seuraa junan energiankulutuksen kasvaminen.



Kuva 15. Pyörän ja kiskon välinen kosketus. /3/

Koska kaksipistekosketukseen liittyvät ongelmat eivät yleensä koske suurimman sallitun pintapaineen ylittämistä, tarkastellaan tässä luvussa pintapainetta pelkästään yksipistekosketuksessa.

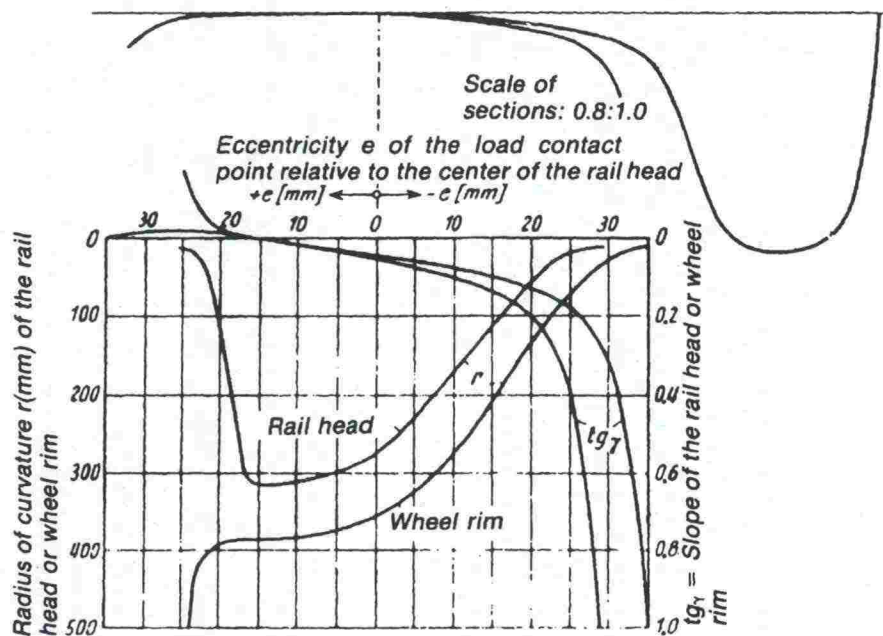
Kiskon muoto sisäpuolisessa yläkulmassa on oleellinen kisko/pyörä-kontaktissa. Suuri ero pyörän ja kiskon pyöristyssäteissä aiheuttaa suuren jännityksen kontaktissa ja altistaa vaurioille. Sopivilla pyörä/kisko-profiilipareilla voidaan syntyviin jännityksiin ja vaurioihin vaikuttaa. Modernilla hiontatekniikalla voidaan kiskoprofiiliin tehdä paikallisia optimointeja esim. kaarteisiin. /4/

4.2 Pienin sallittu pyörän halkaisija

Pintapaine riippuu seuraavista tekijöistä:

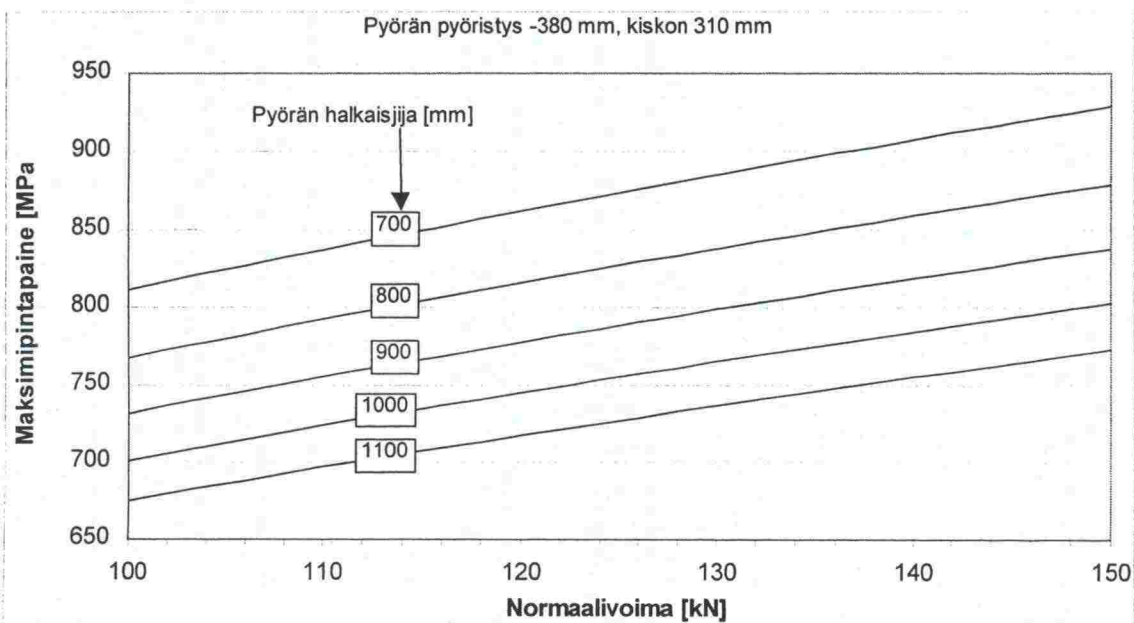
- (dynaaminen) pyöräkuorma
- pyörän materiaali
- kiskon materiaali
- pyörän profiilin pyöristyssäde kosketuskohdassa
- kiskon profiilin pyöristyssäde kosketuskohdassa
- pyörän halkaisija

Sekä pyörän että kiskon profiilin pyöristyssäde vaihtelee profiilin eri kohdissa, kuvassa 16 on erään kisko/pyörä-parin pyöristyssäde ja profiilin kaltevuuskulma keskilinjasta poikkeaman funktiona. Kuvasta havaitaan, että pyöristyssäteet ovat lähellä toisiaan joka kohdassa. Sekä pyörän että kiskon pinta myös kuluvat käytössä, jolloin kulkupinnasta tulee lähes tasainen eli pyöristys häviää lähes kokonaan. Tällöin kosketuspinta-ala kasvaa ja pintapaineet pienenevät. Lisäksi varsinkin kaarteissa kiskon sisänurkka voi kulua voimakkaastikin, jolloin sen pyöristyssäde kasvaa. Mikäli kuluneen kiskon pyöristyssäde kosketuskohdassa on suurempi kuin pyörän pyöristyssäde, on kaksipistekosketus väistämätön. Kiskon ja pyörän profiilit muotoutuvat toisiaan vastaaviksi, jolloin niiden pyöristyssäteet tulevat lähes samoiksi. Lähteessä /7/ on esitetty menetelmä kosketuksen pintapaineen laskemiseksi eliittisessä kosketuksessa, jollainen kiskon ja pyörän välinen kosketus on. Menetelmä on monimutkainen, eikä sen tarkempi esittely ole tässä yhteydessä tarpeen.

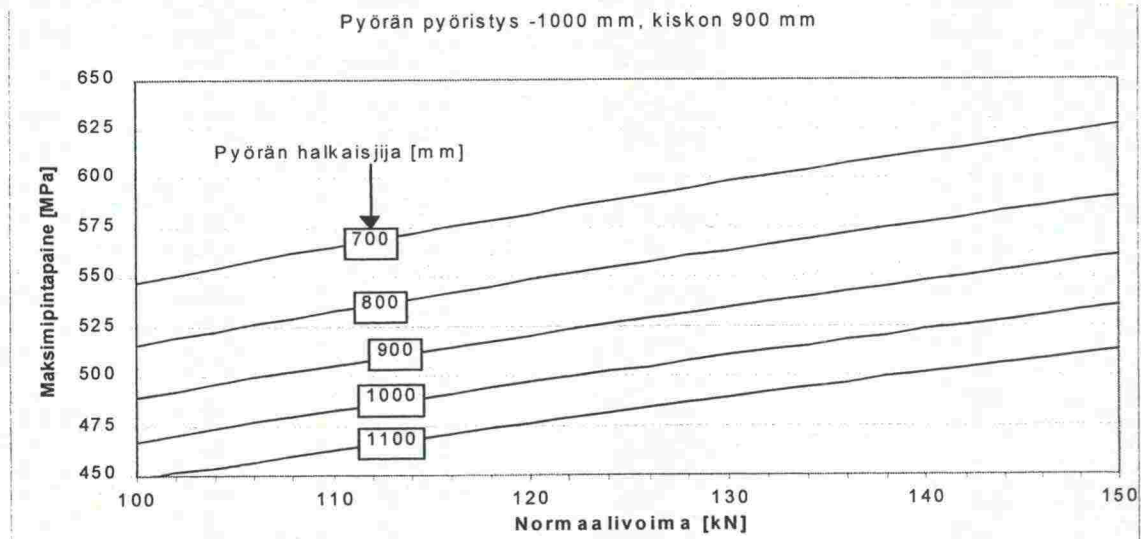


Kuva 16. Kiskon ja pyörän pyöristyssäde ja tangentin kulmakerroin keskilinjasta poikkeaman funktiona. /3/

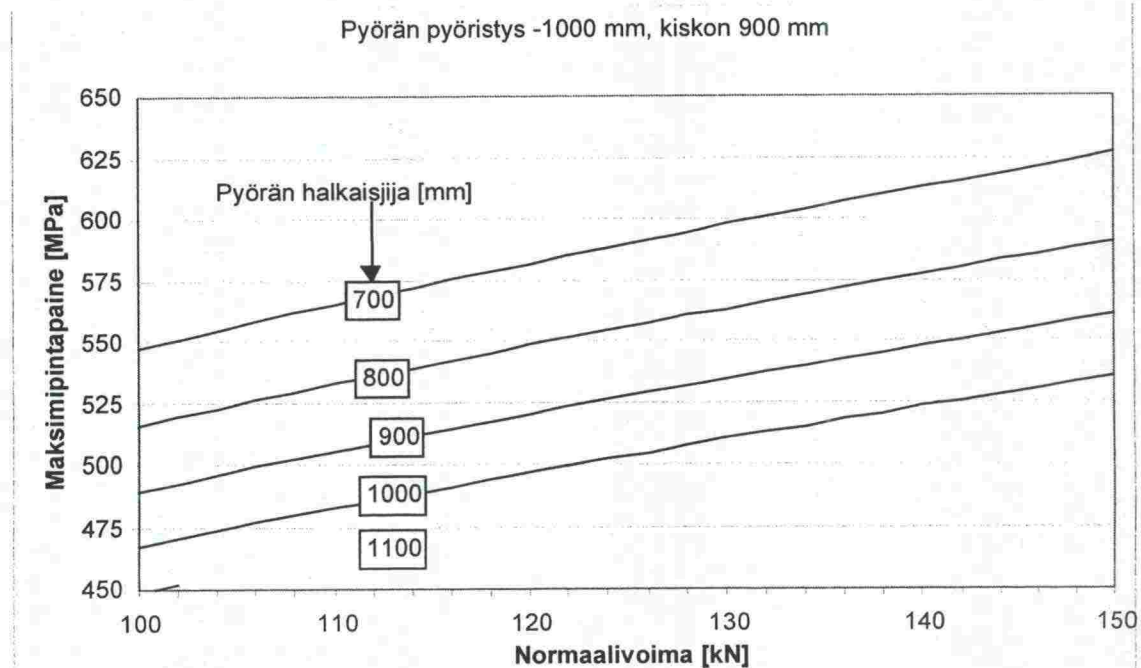
Koska muuttujia on peräti kuusi kappaletta, voidaan laskelmia tehdä lähes rajattomasti. Menetelmän mukaan on tietokoneella laskettu joitakin muuttujien yhdistelmiä ja niiden tuloksena saadut pintapaineiden maksimiavot (p_0) on esitetty kuvissa 17–20.



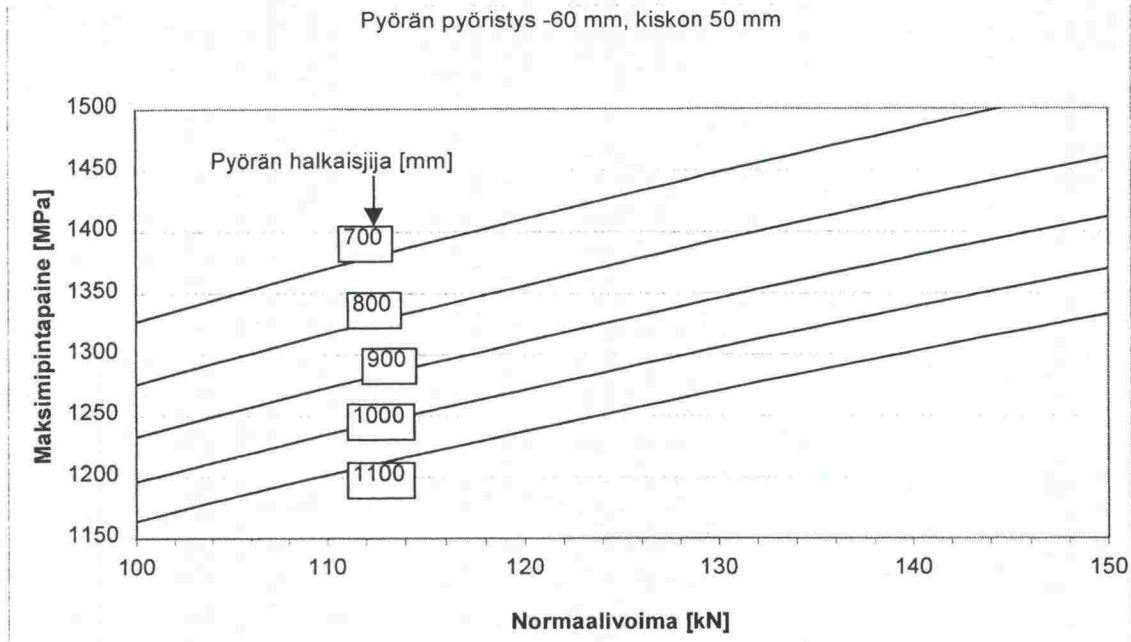
Kuva 17. Uusi kisko/pyörä-pari, kosketuskohta kiskon laella.



Kuva 18. Kulunut pyörä ja kisko, kosketuskohta kiskon laella.



Kuva 19. Kulunut pyörä/uusi kisko, kosketuskohta kiskon laella.



Kuva 20. Kosketuspiste kiskon nurkassa.

Laskuissa koveran pinnan (pyörän profiili) pyöristyssäde merkitään negatiivisena. Lasketut maksimipintapaineet ovat 1,5 kertaa keskimääräisen pintapaineen (normaalivoima/kosketuspinta-ala) suuruisia. Pintapaineesta pyörän ja kiskon kosketuksessa voidaan kuvien perusteella todeta seuraavaa:

- Mitä suurempi ero pyörän ja kiskon pyöristyssäteillä on, sitä suurempi on pintapaine.
- Kuluneilla pareilla (pyöristyssäteet kasvaneet) on kaikkein pienin pintapaine.
- Kiskon nurkassa on erityisen korkea pintapaine, vaikka kiskon ja pyörän pyöristyssäteet olisivatkin lähellä toisiaan. Kun lisäksi otetaan huomioon, että normaalivoima on tällöin huomattavasti pyöräkuormaa suurempi (normaalivoima on huomattavasti kallistunut pystysuuntaiseen pyöräkuormaan nähden)
- Pintapaineen riippuvuus on lähes lineaarinen, muttei suoraan verrannollinen normaalivoimaan. 50% lisäys normaalivoimaan kasvattaa pintapainetta noin 15%.
- 25% lisäys pyörän halkaisijaan vähentää pintapainetta noin 7–10%.

Kosketuskohdan pinnan alapuoliset jännitykset ovat moniaksaalisia, vierintäväsymisen kannalta merkittävimpiä ovat leikkausjännityskomponentit τ_{xz} ja τ_{45} . Leikkausjännityksen suurin arvo sijaitsee kosketuskohdan keskipisteessä, syvyydellä $0,25-0,4 b$, jossa b = kosketusellipsin leveys. Kosketusellipsin leveys taas riippuu koskettavien pintojen pyöristyssäteistä, materiaalin lujuudesta ja normaalivoimasta. [3/]
Leikkausjännityksen korkeimpana sallittuna arvona voidaan pitää (3/)

$$\tau_{\text{sallittu}} = \frac{\sigma_{\text{sallittu}}}{\sqrt{3}},$$

Kokemusperäisesti on määritetty väsyttävän kuormituksen vaikuttavan siten, että sallittuna vetojännityksenä voidaan käyttää arvoa

$$\sigma_{\text{sallittu}} = 0,5 \cdot \sigma_{\text{murto}},$$

jossa σ_{murto} on materiaalin vetomurtolujuus (MPa). Näin saadaan sallituksi leikkausjännityksen arvoksi väsyttävässä kuormituksessa

$$\tau_{\text{sallittu}} = \frac{0,5 \cdot \sigma_{\text{murto}}}{\sqrt{3}} \approx 0,3 \cdot \sigma_{\text{murto}}.$$

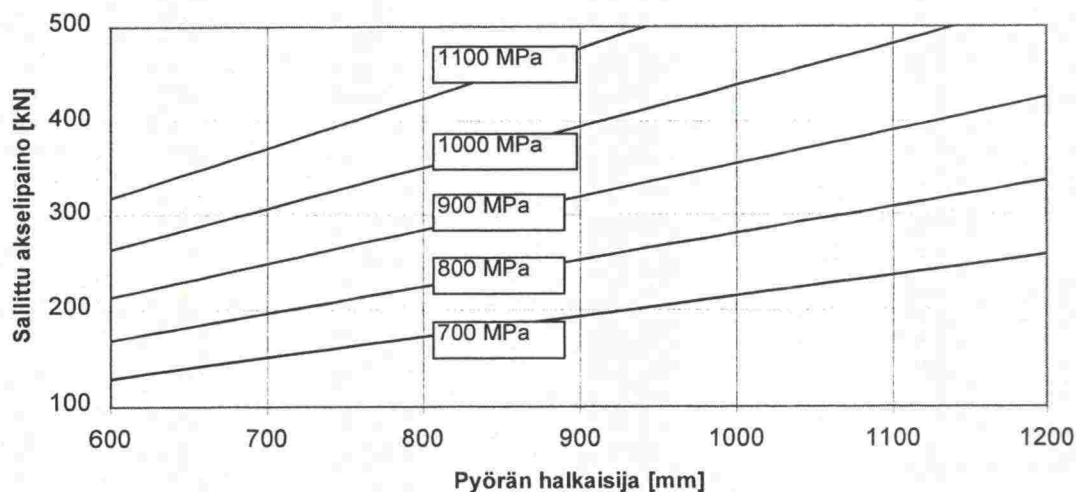
Suurin kosketuskohdan alapuolella esiintyvä leikkausjännitys, $\tau_{\text{max}} \approx 1/3 \cdot p_0$. Tämä yhdistettynä edelliseen kaavaan antaa $p_{0,\text{sallittu}} = 3 \cdot \tau_{\text{sallittu}} \approx 3 \cdot 0,3 \cdot \sigma_{\text{murto}} \approx \sigma_{\text{murto}}$. Fastenrathin kirjassa [3] on esitetty laskentakaava sallitun pyöräkuorman ja pyörän säteen välille, kun rajoittavana tekijänä on pintapaine kosketuksessa. Kaava pitää sisällään joitakin yleistyksiä, eikä siinä ole mukana varmuuskerrointa. Tavaraliikenteessä ja matalilla nopeuksilla voidaan kuitenkin käyttää varmuuskerrointa 1, joten kirjallisuustyön aihepiirin huomioiden voidaan varmuuskerroin jättää pois.

Sallittu pyöräpaine [3]

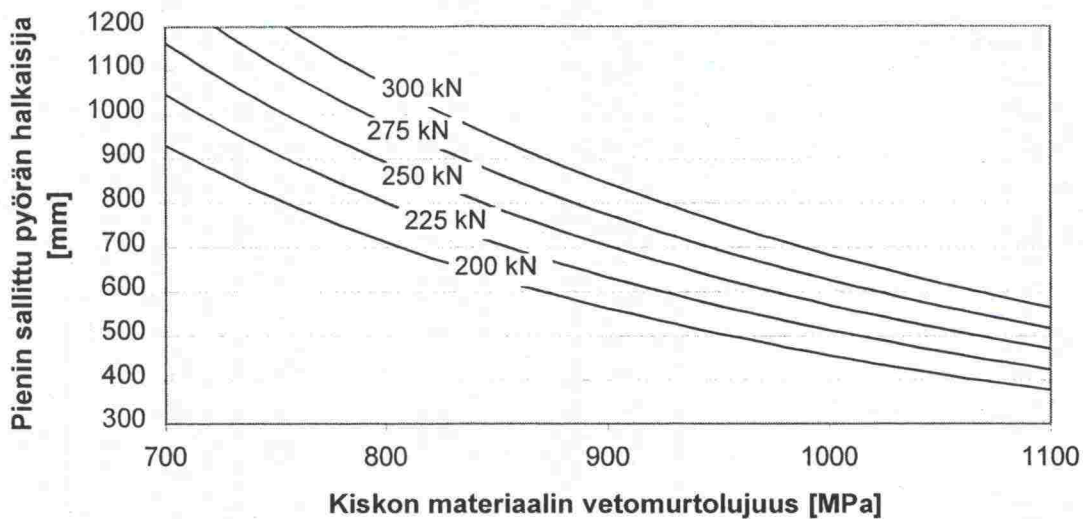
$Q_{\text{sall}} = 5,26 \cdot r \cdot \sigma_{\text{murto}}^2 \cdot 10^{-7}$ (kN) ja tästä johdettu pienin sallittu pyörän säde

$r_{\text{sall}} = 1,90 \cdot Q \cdot (1/\sigma_{\text{murto}}^2) \cdot 10^6$ (mm).

Kuvassa 21 on laskettu yllä olevan kaavan mukaan sallittu akselipaino eri kiskomateriaalin murtolujuuksilla. Kaavassa on huomioitu dynaaminen painonsiirtymä (20 %) kaarteissa ja käytetty pyöräkuorman ja pyörän säteen sijaan akselipainoa ja pyörän halkaisijaa.



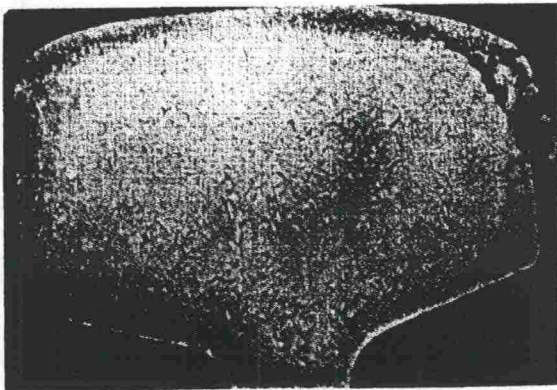
Kuva 21. Sallittu staattinen akselipaino, parametrina kiskon vetomurtolujuus.



Kuva 22. Pienin sallittu pyörän halkaisija, parametrina akselipaino.

4.3 Korkean pintapaineen aiheuttamat vauriot

Kisko- ja pyörävauriot eivät yleensä synny yksittäisten kuormitushuippujen, vaan väsymisilmiön seurauksena. Vaikka kisko-/materiaalin jännitys kosketuskohdassa pysyisikin myötörajan alapuolella, kuormituskertojen ylittäessä tietyn määrän, ylittyy materiaalin väsymisluku ja syntyy vaurioita. Väsymisvauriot ilmenevät yleensä kiskon/pyörän pinnan kuoriutumisenä 4–6 mm syvyydessä kiskon materiaalissa, ks. kuva 23.



Kuva 23. Kiskon ylänurkan lohkeaminen väsymisen seurauksena.

Mikäli pintapaine ylittää sallitun paineen, voi materiaalin myötölujuus ylittyä ja kiskon tai pyörän pinnassa tapahtua plastinen muodonmuutos. Tällöin pintapainejakauma muuttuu puolielliptisestä kohti vakiopainetta. Tämä edistää kiskon tai pyörän kulkupinnan vaurioiden syntymistä. /8/

British Railin kokemukset 250 kN akselipainosta osoittavat, ettei kohonnut kontaktijännitys ole tähän mennessä aiheuttanut mainittavaa nousua kiskon lohkeiluun tai plastiseen muovautumiseen. USA:n ja Kanadan malmireiteillä 300 kN akselipainon sijaan on johtanut em. vaurioiden merkittävään nousuun. Niinpä siellä ei

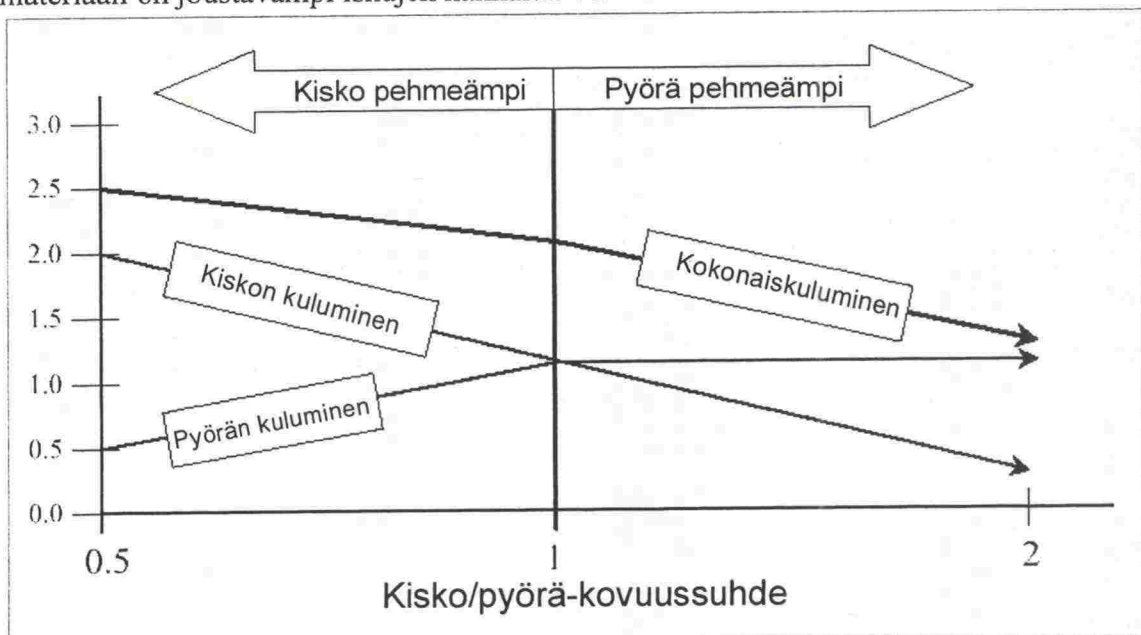
tavarajunien dynaamista kuormitusta ei saa nostaa siitä, mikä nykyisen kaluston kuormitus on maksiminopeudella. Tästä voidaan tinkiä hieman, mikäli sallittu lovenpituus (nykyisin 75 mm) rajoitetaan 40 mm:iin.

Australiassa, jossa käytetään jopa yli 40 tonnin akselipainoja, on vertailtu pyörämateriaalin kovuuksien vaikutusta väsymisvaurioiden esiintymiseen. Siellä käytetty normaali pyörämateriaalin kovuus on 321–363 HB, mutta suurempien akselipainojen tarpeisiin on kehitetty mikroseostettu laatu, jonka kovuus on 363–401 HB. 0,2%-myötöraja tällä on 850–1050 MPa (normaali: 690–850 MPa) ja murtojännitysraja 2,04–2,52 GPa (1,68–2,04 GPa). Kovempi materiaali on havaittu selvästi pehmeämpää paremmaksi: väsymisvaurioita on havaittu ainoastaan 5 % pyöristä (17 %). /6/

Pyörän kulkupinnalla on nopeuseroa kiskon pintaan nähden aina, kun kosketuskohta välittää vaakasuuntaisia voimia. Pituussuunnassa näin on tilanne aina kun pyörällä vedätetään tai jarrutetaan, poikittaissuunnassa voimia esiintyy pääasiassa kaarteissa. Näiden kahden lineaarivoiman lisäksi kosketuspisteessä esiintyy kiertymistä (spinni), josta seuraa kiertomomentti pintojen välille. Pintojen välinen nopeusero on erittäin pieni, ja siitä käytetään nimitystä ryömintä erotukseksi varsinaisesta liukumisesta. Ryömintä aiheuttaa suuria voimia kosketuspintaan, mikä edelleen johtaa pintojen adheesiokulumiseen. /8/

4.4 Pyörän ja kiskon kovuuksien suhde

Kiskon materiaali on yleensä kovempaa kuin pyörän. Ruotsissa aika yleinen pyörän kovuus on 220 HB, kiskon kovuus on luokkaa 270 HB, pienisäteisissä (alle 500 m) kaarteissa käytetään tätäkin kovempaa kiskoa, aina 360 HB saakka. Kovuuseroilla pyritään ohjaamaan kulumista (pehmeämpi kuluu enemmän), lisäksi pehmeämpi materiaali on joustavampi iskujen kannalta. /1/



Kuva 24. Kiskon ja pyörän kovuussuhteen vaikutus niiden kulumiseen. /2/

British Rail Researchin ja PKP:n laboratoriotesteissä UIC 860 Grade 900A kiskolla (profiili 60E1) testattiin pinnankovuuden nostamisen vaikutusta kulumiseen. Testit tehtiin sekä normaalikovuisella (280 HB) että pintakovetetuilla (340 HB ja 370 HB) teräksillä. Testeissä pyörän kovuus oli kiskon kovuutta suurempi (kisko/pyörä: 280HB/320HB, 340HB/420HB, 370HB/450HB).

Tutkimuksissa todettiin seuraavaa:

- kovetetut laadut vastasivat toisiaan, mutta normaalikovuisen laadun todettiin olevan kertaluokkaa heikompi.
- pintavauriot syntyvät plastisen muodonmuutoksen alueella.
- kovempi pinta aiheuttaa plastisen muodonmuutossyvyyden pienenemisen.
- vaurioiden kulma kiskon pintaan nähden kasvaa kovuuden myötä.
- kiskon jäännösjännitykset olivat suurempia 340 HB luokassa kuin 370 HB luokassa.

4.5 Yhteenveto

- Kuluneella pyörä/kisko-parilla kosketuksen pintapaine on huomattavasti uutta paria pienempi.
- Pintapaine on suurin kiskon ja pyörän nurkassa, jossa pyöristyssäteet ovat pienimillään. Painetta lisää se, että em. kohdassa myös normaalivoima on suurempi kuin kosketuksen ollessa kiskon/pyörän kulkupinnalla.
- Korkea pintapaine aiheuttaa väsymisvaurioita, jotka ilmenevät pinnan lohkeiluna noin 5 mm paksuina paloina.
- Kahdesta eri kovuusisesta materiaalista pehmeämpi materiaali kuluu enemmän.
- Yleensä pyörä on hieman pehmeämpi kuin kisko.
- Optimaalisesta pyörä/kisko -kovuudesta ei ole tarjolla helposti saatavaa tietoa.
- 300 kN akselipaino edellyttää uutta kalustoa, jonka aiheuttama dynaaminen kuormitus ei ylitä sitä dynaamista kuormitusta, jonka vanhempi kalusto aiheutti aikaisemmin sallituilla pienemmillä akselipainoilla.

4.6 Lähdeluettelo

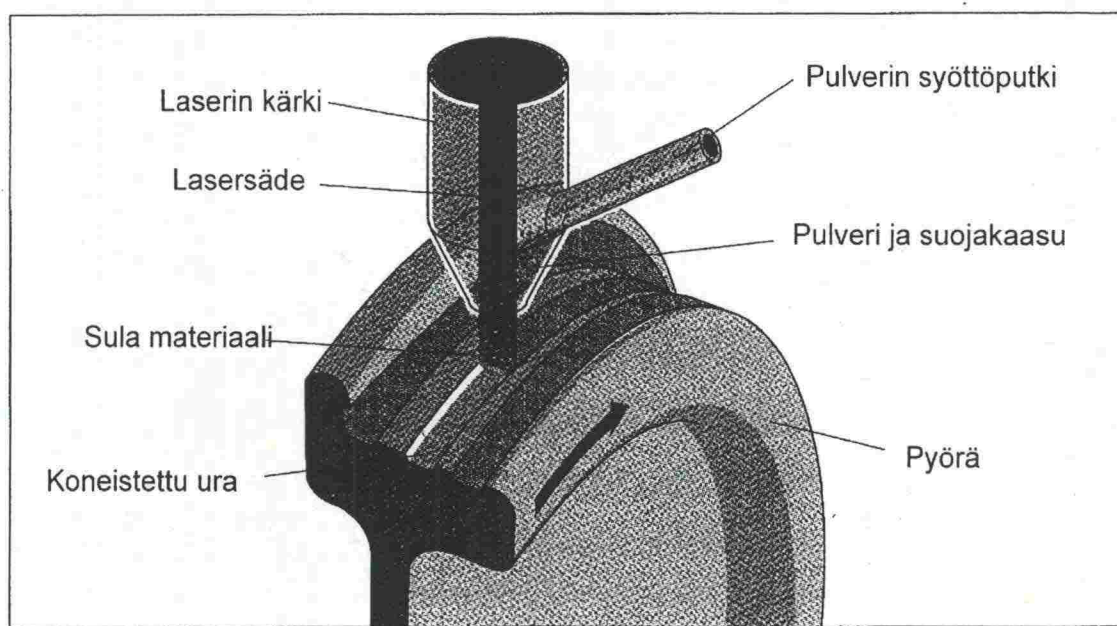
- 1 Sundwall, Kjäll (Inexa Profil AB, Ruotsi). Sähköpostikeskustelu 12.10.1999.
- 2 Töyrä, Björn. Esittelykalvo / PDF-dokumentti.
- 3 Fastenrath, F. Railroad Track, Theory and Practice – Material Properties, Cross-sections, Welding, and Treatment. 1981. ISBN 0-8044-4231-2.
- 4 Rail Rolling Contact Fatigue; Control of rolling contact fatigue by In-service rail head grinding. ERRI D 173/RP 16.
- 5 Rail Rolling Contact Fatigue; The rolling contact fatigue performance and fatigue strength of naturally-hard UIC 860 grade 900 A and two head-hardened rails (340 and 370 HB). ERRI D 173/RP 5.
- 6 Mutton, P. J. & Epp, C. J. & Dudek, J. Rolling contact fatigue in railway wheels under high axle loads. Wear – Third International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems Jul 22–26 1990 v 144 n 1–2 Apr 20 1991. ISSN: 0043-1648.

- 7 Kivioja, Seppo. Tripologian perusteet – pintojen väliset kosketukset. Koneensuunnittelun julkaisu C 257. 1996. ISSN 0785-1278. ISBN 951-22-1844-5.
- 8 Vijay, G. K. & Dukkipati, R. V. Dynamics of railway vehicle systems. Toronto Academic Press. 407 s. 1984 . ISBN 0-12-275950-8.

5. PYÖRÄN JA KISKON LUJITTAMINEN ERIKOISPINNOITTEELLA

5.1 Kokemukset Ruotsissa

Ruotsissa Duroc Rail AB on kokeillut erittäin kovan pinnoitteen lisäämistä pyörän kulkupinnalle. Pinnoitusta on kokeiltu myös kiskoille. Menetelmässä pyörään/kiskoon koneistetaan noin 2 mm syvä ja noin 40 mm leveä ura tai kaksi uraa. Uraan suihkutetaan kobolttipulveria suojakaasussa, joka sulatetaan yhdessä pyörän materiaalin kanssa siihen kohdistetun lasersäteen avulla. Pinnoitekerroksen paksuus on hiukan uransyvyyttä suurempi. /1/



Kuva 25. Junan pyörän laserkäsittely. /3/

Menetelmästä on jo yli kymmenen vuoden kokemus. Tulevaisuudessa Duroc Rail aikoo tehdä myös kiskoilla kulkevan, siirrettävän laserkäsittelylaitteiston, jolla voidaan suorittaa pintakäsittely kiskoille irrottamatta niitä radalta.

Pinnoituksella on saavutettu seuraavia etuja tavallisiin pyöriin/kiskoihin nähden:

- Pyörä ei menetä ympyrämuotoisuuttaan.
- Melutaso laskenut.
- Kitkakerroin pienempi. Ero on suurin kuivalla kiskolla, jolloin kitka voi olla jopa 40% pienempi. Märällä kiskolla ero kutistuu lähes olemattomaksi, joten pinnoittamisen ei voitane katsoa altistavan pyörää lukkojarrutuksille ja sitä kautta loven muodostumisille, jotka yleensä tapahtuvat alhaisempien kitkatasojen vallitessa.
- Kiskon ja pyörän välistä mikrohitsautumista ei tapahdu.
- Kuluminen oleellisesti vähäisempi.
- Pyörän kestoikä on saatu liki kolminkertaistumaan. /1,3/

Duroc Railin ja Deutsche Bahnin suorittamissa testeissä havaittiin, että pinnoitettua pyörää käytettäessä myös kiskon kulumisen on vähentynyt. Perinteisesti vallalla on ollut käsitys, että vierinkosketuksessa toisen materiaalin kovuuden nostaminen on lisännyt toisen kulumista. Tämä pätee teräs-teräs -kosketukselle, mutta ei siis laserkäsitellyille materiaaleille. /2/

Laserkäsitellyn pinnan kovuus heti käsittelyn jälkeen on noin 400 HB. Ajossa materiaali kovenee vielä hiukan muokkauslujittumisen ansiosta. /2/

Lovipyörätestissä samalle pyöräkerralle asetettiin toiseksi pyöräksi laserkäsitelty ja toiseksi vakio B82-pyörä. Lukkojarrutuksen jälkeen mitattiin tavallisessa pyörässä 40 mm pituinen lovi ja laserkäsitellyssä pyörässä 10 mm pitkä lovi. Pinnoittamisella on siis huomattava lovipyörien syntymistä ehkäisevä vaikutus. /2/

5.2 Lähdeluettelo

- 1 Bergsted, Ulf. Esittely ja haastattelu Duroc Rail AB:ssä (Notviken, Ruotsi) 26.5.1999.
- 2 Bergsted, Ulf. Sähköpostikeskustelu 12.10.1999.
- 3 Duroc Rail AB, esittelylehtinen 1999.

6. KORKEIDEN AKSELIPAINOJEN VAUNUJA JA TELEJÄ

Seuraavassa on käsitelty joidenkin vaunujen ja telien ominaisuuksia. Painotus on kalustossa, joka on kehitetty nimenomaan vastaamaan korkeiden akselipainojen asettamia vaatimuksia.

6.1 Telit

6.1.1 Yleistä

Kun vaunuun halutaan asentaa enemmän kuin kaksi akselia, käytetään yleensä telejä. Teleissä on yleensä kaksi akselia asennettu kehykseen, joka voi kääntyä vaunuun nähden. Myös kolmiakselisia telejä on olemassa (melko harvinaisia), ja poikkeustapauksessa akseleita voi olla vieläkin enemmän. Telejä on yleensä kaksi vaunua kohden, joskin pitkissä ja raskaisiin kuljetuksiin tarkoitetuissa vaunuissa käytetään neljää teliä. Kolmea teliä käytetään joissakin harvinaisissa vaunuissa. /1/

Telit jaotellaan pitkittäisohjauksen perusteella kahteen ryhmään:

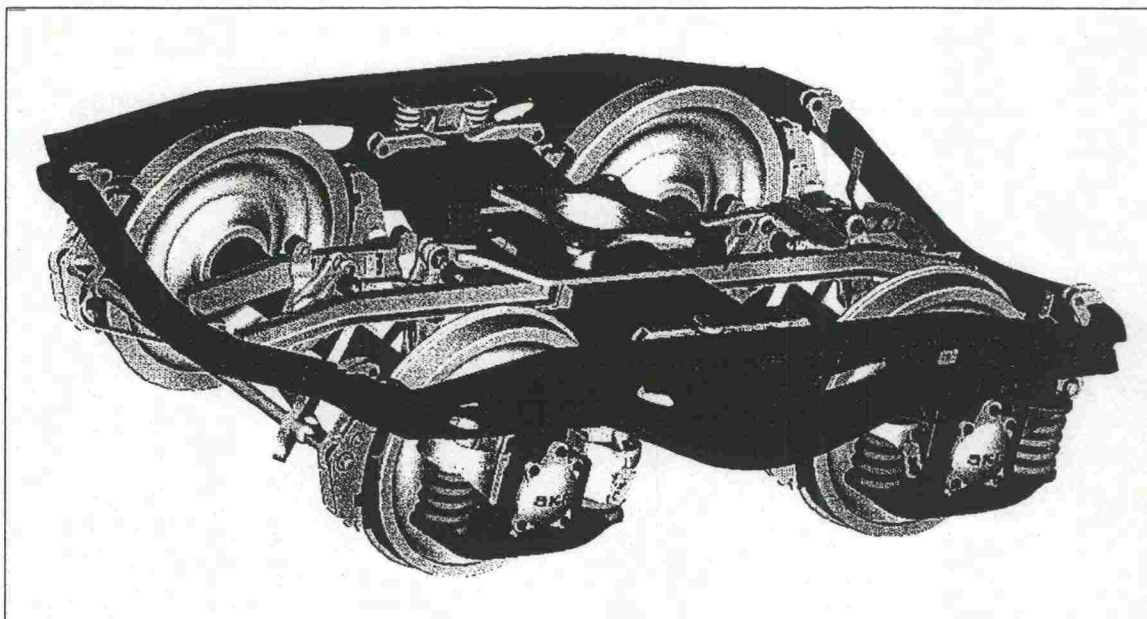
1) jäykät telit, 2) itseohjautuvat telit. Jälkimmäinen jaotellaan vielä neljään alaryhmään:

- joustavasti kiinnitetyt pyöräkerrat
- ristiinkytetyt pyöräkerrat
- korin ohjaamat pyöräkerrat
- vapaasti pyörivät pyörät /1/

Pyöräkerran ja telin välistä jousitusta kutsutaan ensiöjousitukseksi, telin ja vaunun välistä jousitusta kutsutaan toisiojousitukseksi. Telin jousitus on joko yksi- tai kaksiportainen sen mukaan, onko siinä sekä ensiö- että toisiojousitus vai pelkästään toinen näistä. Tavaravaunujen teleissä ei yleensä ole toisiojousitusta. /1/

6.1.2 Y25 TTV-teli

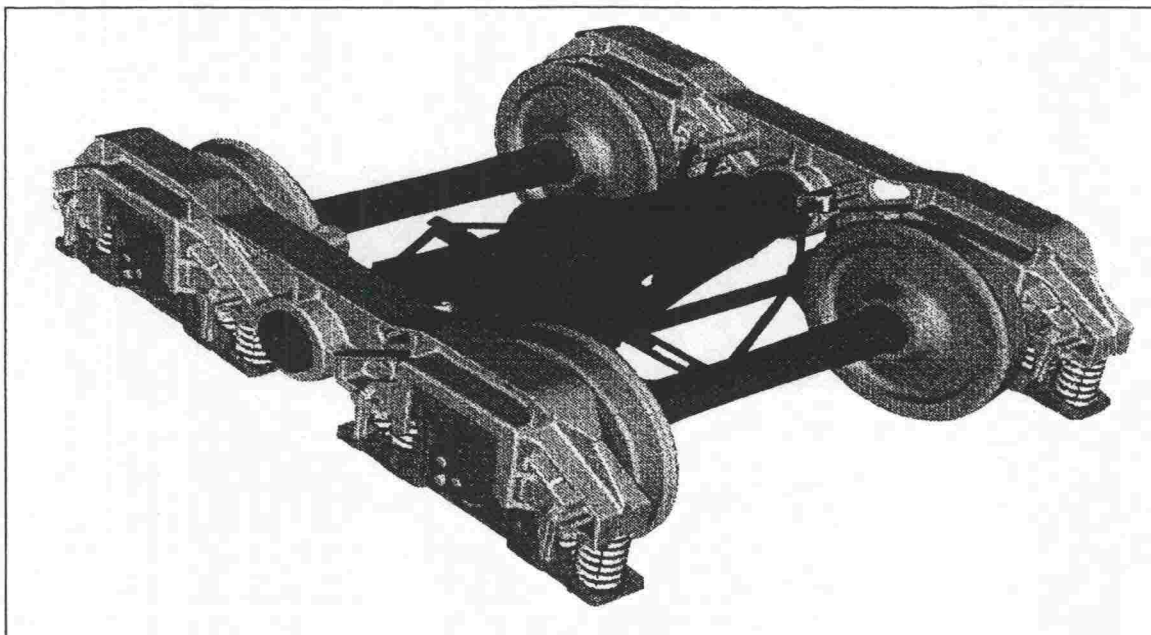
Ruotsalainen Kockumsin valmistama Y25 TTV -teli on tarkoitettu 250 kN akselipainolle, ja se on kehitetty Y25 Lsd 1 -telistä. Telin runko on valmistettu hitsatuista teräslevyistä. Pyöräkerta on tyyppiä H57, ja laakeripesä tyyppiä SJ 45 tai SJ 45 T. Jarrut ovat valurautaiset tönkkäjarrut. Akseliväli on 1800 mm ja pyörän halkaisija 920 mm. Telin nopeusrajoitus on 225 kN akselikuormalla 120 km/h ja 250 kN akselikuormalla 100 km/h. /5/



Kuva 26. Y 25 TTV -teli.

6.1.3 NACO Axle Motion II

Axle Motion II on Yhdysvaltalaisen NACO:n (National Castings) valmistama teli yli 250 kN akselipainoille. Sen edeltäjä, Axle Motion, on ollut käytössä jo yli 20 vuotta mm. British Rail:llä. Axle Motion II on rakennettu kahdesta Unitruck II -yksittäisakseliyksiköstä, jotka on liitetty toisiinsa sivupalkeilla. Sivupalkit on yhdistetty toisiinsa keskeltä poikittaispalkilla, joten runko muodostaa H-rakenteen. Telirakenne on helposti modifioitavissa eri raideleveyksille (1000...1676 mm) ilman merkittäviä suunnittelupanostuksia. Akseliväli on 1800 mm. Telin pyöräkerrat ovat ohjatut, ja ajo-ominaisuuksiltaan teli on lähellä NACO:n Swing Motion -teliä, joka on Yhdysvaltalaisista teleistä paras varsinkin suurilla nopeuksilla. Kaarreajo-ominaisuudet ovat Axle Motion II -telillä vähintään kilpailijoiden tasoa. /7, 8/



Kuva 27. NACO Axle Motion II -teli.

6.1.4 Powell Duffryn TF25

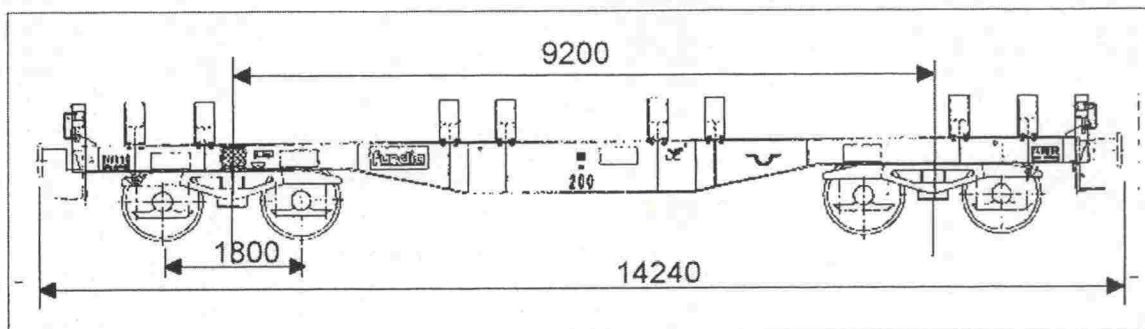
Euroopan laajuinen markkinatutkimus vuonna 1997 osoitti, että uudelle huokealle korkean akselipainon telille oli kysyntää. Powell Duffryn Rail Projects suunnitteli aikaisemman, kalliin LTF25 -telin tilalle uuden rataystävällisen TF25 -telin. Teli on tarkoitettu 255 kN akselipainolle nopeudella 120 km/h. Telin dynaamiset kuormitukset rataa ovat normaalia pienemmät.

Telin akseliväli on 2000 mm ja teliin voidaan liittää kolme vaihtoehtoista jarrujärjestelmää. Teliä on saatavilla kahdella eri korkeudella. Pyörät ovat vaihtoehtoisesti 840 mm (Railtrack) tai 920 mm (UIC) halkaisijaltaan. Primäärijousitus on toteutettu kierrejousilla ja hydraulivaimennuksella pystysuunnassa, sekundäärijousituksena on kumityyny, jotka on vaimennettu hydraulisesti sivusuunnassa. /10/

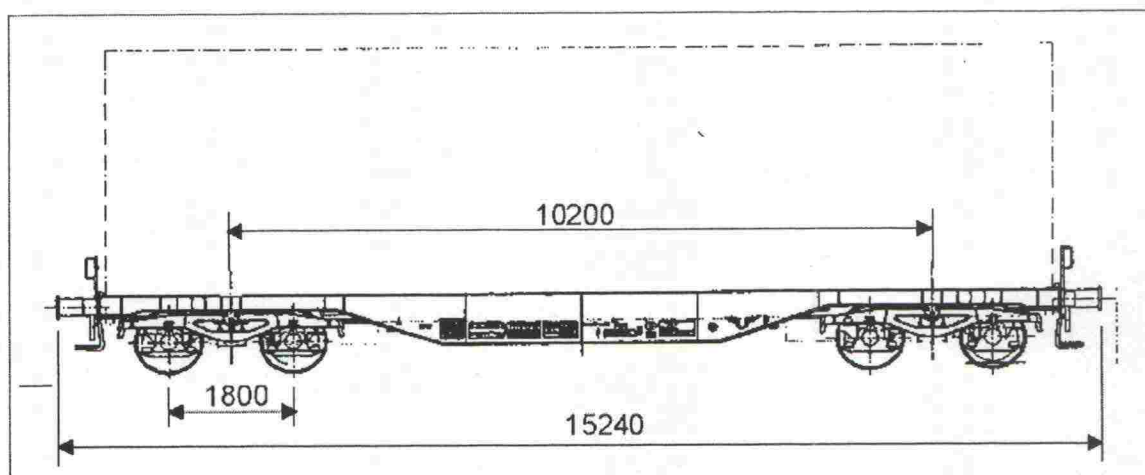
6.2 Kockumsin teräsharkko- ja konttivaunut

Ruotsalainen Kockums-yhtiö on kehittänyt 250 kN akselipainolle kaksi vaunua, joista toinen on erikoisvaunu Smmnps⁹⁵¹ ja toinen Sgmns-w⁹⁸². Molemmissa vaunuissa käytetään Y25 TTV -teliä, jota on tarkemmin käsitelty luvussa 6.1.2. /3, 4/

Smmnps⁹⁵¹ on tarkoitettu teräsharkkojen kuljetukseen, ja se on suunniteltu siten että se voidaan tarvittaessa lyhentää tai pidentää, jos sen käyttötarkoitusta halutaan muuttaa. Sgmns-w⁹⁸² on tarkoitettu konttien kuljetukseen. Vaunujen päädimensiot käyvät ilmi kuvista 28 ja 29.



Kuva 28 .Harkkojenkuljetusvaunu Smmnps⁹⁵¹.



Kuva 29. Tavaravaunu Sgmns-w⁹⁸².

6.3 Ruotsalainen koevaunu LKAB UANOO 3002

Tuorein ruotsalaisista malmikoevaunuista on UANOO 3002, jolla on suoritettu kesällä 1999 koeajoja Pohjois-Ruotsissa. Koeajojen tarkoitus oli tutkia, täyttääkö vaunu ajovakavuus- ja turvallisuusvaatimukset sekä kisko/pyörä -voimille asetetut rajoitukset. Kokeet tehtiin sekä tyhjälle että täydelle (akselipaino 300 kN) vaunulle. /2/

Vaunussa käytettiin LKAB Scheffel HS -teliä, jonka pyörien halkaisijat ovat 915 mm. Vaunun ja telin mitat ovat kuvassa 30 ja pyörän profiili kuvassa 31. /2/

6.3.1 Testitulokset

6.3.2 Y/Q-kerroin (raiteiltasuistumiskerroin)

- Tyhjällä vaunulla Kiiruna–Rautas-välillä suurin raiteiltasuistumiskerroin oli kaikilla nopeuksilla ja kaarresäteillä noin 0,65. Suurin sallittu arvo oli 0,9. Välillä Narvik–Riksgränsen arvot olivat hiukan suurempia, noin 0,75.
- Kuormatulla vaunulla (300 kN akselipaino) raiteiltasuistumiskerroin oli kaikilla nopeuksilla ja kaartosateilla noin 0,4 kummallakin rataosuudella lukuun ottamatta lyhyttä osuutta Riksgränsen–Narvik-välillä, jossa suurin arvo oli 0,5. Tällä osuudella on pienisäteisiä kaarteita. Suurin sallittu arvo oli 0,9.
- Välillä Narvik–Riksgränsen raiteiltasuistumiskerroin ylittyi kahdesti, ylittyminen ei tapahtunut kaarteissa vaan huonokuntoisen radan tai vaihteen kohdassa. Nopeus oli melko suuri, 70 km/h.

Raiteiltasuistumiskertoimen katsottiin kokonaisuudessaan pysyneen sallituissa rajoissa.

6.3.3 Poikittainen radan siirtymävoima

Poikittainen radan siirtymävoima (lateral track shift force) oli huomattavasti raja-arvon (91,9 kN) alapuolella, keskiarvona noin 30 kN kaikilla nopeuksilla ja kaarteiden säteillä. Joissakin paikoin mitattiin noin 40 kN arvoja.

6.3.4 Minimipyöräkuorma

Minimipyöräkuorman raja oli 60 %, ja ehto täyttyi selvästi sekä tyhjillä että kuormatuilla vaunuilla.

6.3.5 Kulkuominaisuus

Kulkuominaisuudet (ride quality) olivat selvästi raja-arvoja paremmat sekä pystysuoran että poikittaisen ajokäytöksen suhteen.

6.3.6 Pyörä/kisko –voimat

Korkein sallittu pyöräkuorma pystysuunnassa oli 170 kN, ja keskiarvot alittivat sen niukasti, suurimman ollessa 168,7 kN. Yksittäiset mittapisteet ylittivät kuitenkin rajan, ylitys kasvoi nopeuden myötä ja suurimmat arvot olivat luokkaa 195 kN. Kelpoisuuden ratkaisee kuitenkin keskiarvo, joten suurimman pyöräkuorman ehtokin täyttyi.

Poikittaisvoima pyörän ja kiskon välillä, joka luonnollisesti on vahvasti kaarresäteestä riippuvainen, pysyi reilusti raja-arvon (70 kN) alapuolella. Suurin keskimääräinen poikittaisvoima oli noin 30 kN. Yksittäiset mittapisteetkään eivät ylittäneet raja-arvoa, lukuun ottamatta muutamaa kohtaa Riksgränsen–Narvik-välillä, jossa mitattiin joitakin

70–78 kN välisiä arvoja. Tällä välillä poikittaisvoiman vaihtelu oli melko suurta (välillä 10–78 kN), eikä se ole riippuvainen kaarresäteen suuruudesta. /2/

6.3.7 Päätelmät testituloksista

Prototyyppivaunut täyttävät turvallisuus-, ajo-ominaisuus- ja dynaamiset kisko/pyörä -voimien asettamat rajoitukset ja vaatimukset. /2/

6.4 Testit Shimms-vaunulla ja Axle Motion II-telillä

Syksyllä 1997 SJ on tastannut teräskelojen kuljetukseen tarkoitettuja Shimms-vaunuja, jotka olivat varustettuja Axle Motion II-teleillä perinteisten Talbot-telien sijaan. Testissä oli vertailukohteena Smmnps⁹⁵¹ -vaunu, jossa oli normaali Y-25 -teli jota oli kuitenkin vahvistettu suurempia akselipainoja varten. Testit suoritettiin sekä koeosuudella, joka oli tunnettu ja mitattu, että tavallisella radalla, jonka kunto ei ollut tarkkaan tiedossa. Vaunut testattiin sekä tyhjänä että kuormattuina (Smmnps vaunu 225 ja 250 kN, Shimms -vaunu näiden lisäksi 300 kN:lla).

6.4.1 Tulokset

Kaikki S -voimat (kahden metrin pituiselta mittausosuudelta kerätyt ratavoimat) ja raiteiltasuistumiskerroin (Y/Q-suhde) olivat määriteltujen maksimi-arvojen alapuolella. Missään mittauksessa ei havaittu epätavallista käyttäytymistä vaunujen kulussa. Vertailussa näiden kahden vaunun välillä havaittiin kaikkien Shimms -vaunujen tulosten olevan parempia tai yhtä hyviä kuin Smmnps -vaunujen tulokset.

Säteittäisohjausvoiman mittaukset osoittivat NACO -telin olevan hieman Y-25 -teliä paremman ohjausominaisuuksiltaan.

Suoralla radalla ajettaessa Shimms -vaunuissa esiintyi epästabiiliutta nopeuden ylittäessä noin 75 km/h. Ongelman ehkäisemiseksi telin ja vaunun väliin asennettiin jousitetut sivuliukupinnat, jotka vähentävät telin ja vaunun välistä epästabiiliutta. Ongelma ei poistunut kokonaan, mutta nosti epästabiiliutta nopeutta noin 100 km/h saakka. Ongelmasta päästiin lopullisesti eroon, kun standardit UIC sivuliukupinnat, joissa oli seoksesta valmistetut kulumistasot, vaihdettiin liukupintoihin joiden kulumistasot olivat teräksestä.

/9/

6.5 Lähdeluettelo

1. Kiskokalustotekniikan opetusmonisteet. TKK 1994.
2. Rsummer commissioning and verification tests on the MTAB iron ore prototype wagon. Spoornt Engineering. Testiraportti E/MT/TMO/040. 1999.
3. Freight wagon for steel ingot. Esite. Kockums Industries.
4. Freight wagon for container. Esite. Kockums Industries.
5. Godsvagnboggi Y25 TTV för strax 25 ton. Esite. Kockums Industries.
6. ABC-NACO Inc. -kotisivu. <WWW-dokumentti>.
http://www.abc-naco.com/products_services/rp/suspension_systems/index.asp.
Luettu 18.11.1999.
7. Technical Proposal for National Castings' Axle Motion II Freight Bogie for NACO - International Division. Esittelylehtinen. 9 p.
8. NACO Performance without Compromise. Esittelylehtinen. 4 p.
9. SJ Road Testing Report for the Axle Motion II. Translation SJ Report 9712-11g.
10. TF25 Track Friendly Freight Bogie. Powell Duffryn Rail Projects. Esite.

7. METRIPAINOT

7.1 Yleistä

Suuritiheyksistä kuormaa voidaan haluttaessa lastata pieneenkin tilaan. Vaunujen akselien lukumäärää kasvattamalla saadaan maksimiakselipainon rajoissa kuormattua lyhyeen vaunuun suuri massa. Mitoituksen kannalta yleensä kriittisimpiä ovat sillat ja siltarummut. Vaurioiden estämiseksi rataverkolle on asetettu suurin sallittu metripaino. Tämä asettaa rajoituksia liikkuvalla kalustolle.

Kussakin maassa on asetettu rajoituksia suurimmalle sallitulle metripainolle. Ratarakenteiden mitoituksessa käytetty metripaino on tuota rajoitusta suurempi, koska siinä käytetään varmuuskertoimia.

Eri maissa käytettyjen metripainojen kartoittamiseksi laadittiin tiedustelulomake (liite 1), joka lähetettiin faksilla kunkin maan ratahallintoelimille tai rautatieyhtiöille. Lomakkeessa tiedusteltiin myös kuormakaavioita ja lovipyörärajoituksista. Yhteystiedot hankittiin pääasiassa Jane's Worlds Railways (1998–99) -lähdeoteoksesta. Kohdemaita olivat: Ruotsi, Norja, Tanska, Saksa, Ranska, Italia, USA, Kanada, Australia, Englanti, Belgia, Itävalta, Sveitsi, Espanja, Japani ja Etelä-Afrikka. Vastauksia ei tullut kuin kolme, joten kartoitusta ei voida pitää onnistuneena.

7.2 Metripainoille asetettuja rajoituksia

7.2.1 Eri maissa käytetyt metripainot

- Suomessa radan mitoituksen metripaino on 120 kN/m. Kalustolle on asetettu metripainorajoitus 80 kN/m.
- Sveitsi: Sveitsissä radat on luokiteltu kahdeksaan eri luokkaan, joilla on eri akseli- ja metripainorajoitukset junakalustolle. Luokat menevät taulukon 2 mukaisesti:

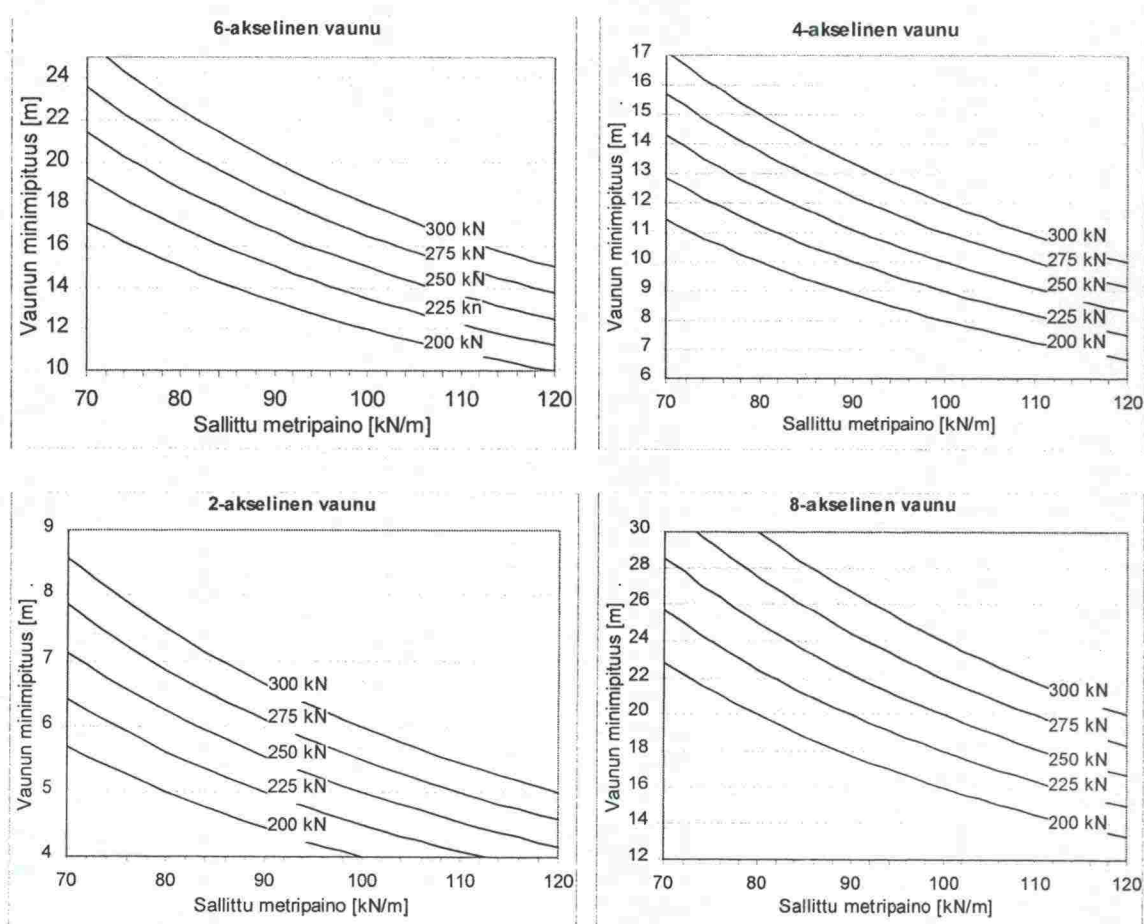
Taulukko 2. Ratojen akseli- ja metripainorajojen luokitus Sveitsissä.

Rataluokka	Suurin sallittu akselipaino (kN)	Suurin sallittu metripaino (kN/m)
A	160	50
B1	180	50
B2	180	64
C2	200	64
C3	200	72
C4	200	80
D2	225	64
D3	225	72
D4	225	80

- Norja: Yksiraiteiset radat: 110 kN/m. Kaksiraiteiset radat: 90 kN/m toisella raiteella ja 110 kN/m toisella. /2/
- USA: Mitoitusmetripaino 118 kN/m. /1/

7.2.2 Lyhin sallittu vaunu

Vaunun pituus ja kokonaispaino määräävät vaunun metripainon. Vaunun pituudella tarkoitetaan yleensä vaunun puskimien välistä etäisyyttä ja vaunun painoksi oletetaan maksimi akselikuorma kertaa akselien lukumäärä. Vaunujen akselimäärät vaihtelevat välillä 2–8, joissakin erikoisvaunuissa voi akseleita olla enemmänkin. Kuvassa 32 on esitetty laskennalliset vaunujen minimipituudet eri akselimäärillä.



Kuva 32. Vaunujen laskennalliset minimipituudet, parametrina korkein sallittu akselipaino.

7.3 Lähdeluettelo

1. Brooks, T. E. Alaska Railroad. Faksi.
2. Schive, C. Jernbaneverket. Faksi.
3. Häfliger, E. Schweizerische Bundesbahnen. Faksi.

8. KUORMAKAAVIOT

8.1 Yleistä

Kuormakaavioita käytetään ratarakenteiden mitoituksessa ja ne kuvaavat junan aiheuttamaa kuormaa rataa. Kuormakaaviot koostuvat yleensä pistekuormista ja tasaisesta viivakuormasta. Junan aiheuttama todellinen kuorma on jakautunut yleensä toisin kuin kuormakaavion kuorma, mutta tätä junan aiheuttamaa kuormitusta ratarakenteelle voidaan verrata mitoituksen lähtökohtana olleen kuormakaavion mukaisen kuorman aiheuttamiin voimiin.

Kuormakaavioista lasketaan siltapalkin taivutusmomentti, leikkausjännitys, aksiaali-voimat, tukireaktiot jne. Arvot lasketaan jännevälin funktiona siten, että kuormakaavio on asetettu jännevälille mahdollisimman epäedulliseen asemaan. Koska jänneväli voi vaihdella laajoissa rajoissa, laskentapistettä on suuri määrä (lähteessä /3/ jänneväli vaihteli välillä 0,8...200 m ja laskentapistettä oli 99 kpl). Kuormakaavion epäedullisimman aseman löytäminen jokaiselle jännevälille edellyttää syvällistä ymmärrystä lujuusopissa ja mahdollisesti aseman hakemista iteroimalla. Toinen vaihtoehto on tietokoneohjelman laatiminen tähän tarkoitukseen, ohjelmalla saadaan halutut arvot automaattisesti.

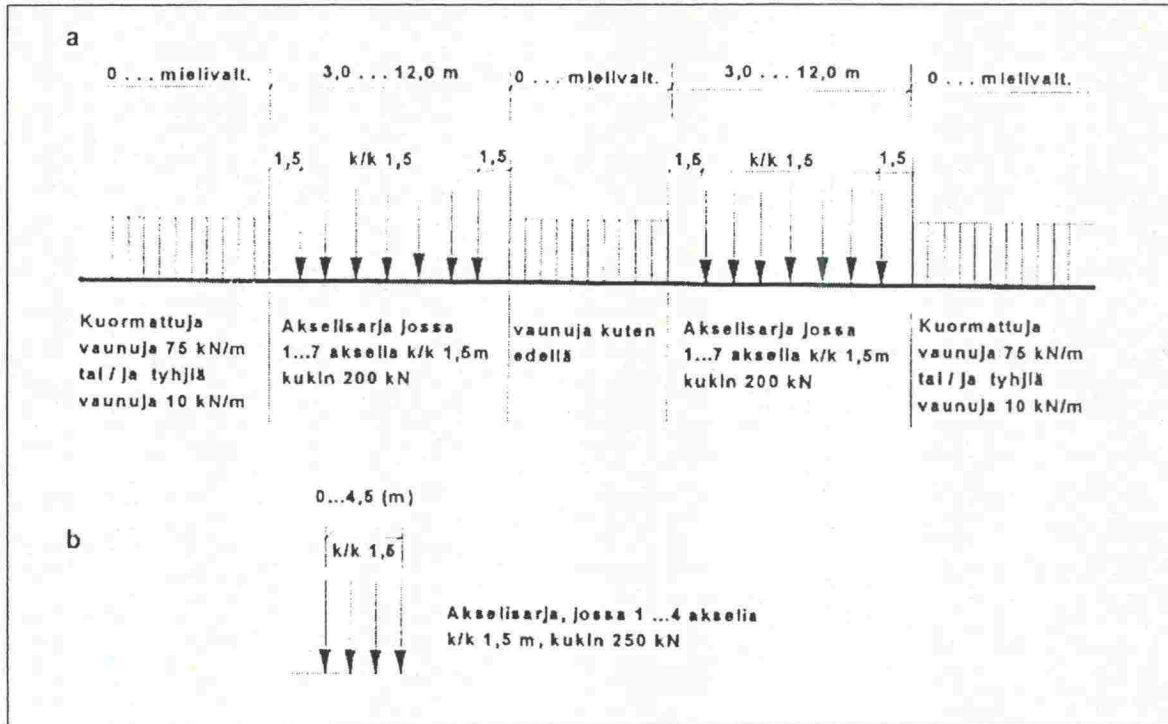
Todellisten vaunukuormien vertailu mitoituskuormakaavion aiheuttamiin voimiin vaatii suuren määrän laskentaa jokaiselle erilaiselle vaunulle. Koska vaunujakin on paljon, kasvaa kokonaislaskentamäärä todella suureksi, eikä liene mielekästä ilman tietokoneohjelmaa. Vaunujen määrää voidaan kuitenkin karsia huomattavasti, koska niistä voidaan karsia suuri osa pois, kun silmämääräisesti voidaan arvioida vaunujen aiheuttamien voimien olevan vähäisiä. Tarkastelun kohteeksi kannattanee ottaa ne vaunut, joissa on runsaasti akseleita niiden pituuteen nähden (pääasiassa lyhyet neliakseliset vaunut) ja ne moniakseliset mutta pitkät vaunut, joissa akselit ovat keskittyneet lähelle vaunujen päitä. Tällöin peräkkäisten vaunujen akselit ovat lähellä toisiaan, ja lyhyelle matkalle tulee paljon akseleita.

Eri maissa käytettyjen mitoituskuormakaavioiden kartoittaminen tehtiin luvussa 7.1 mainitulla tavalla. Tulokset tältä osin ovat hyvin laihoja alhaisen vastausprosentin vuoksi.

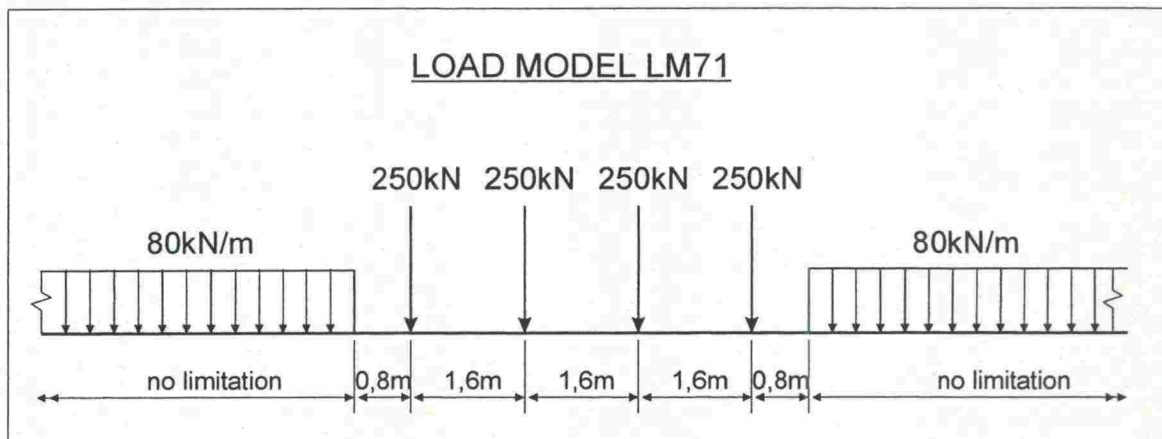
Eri maiden kuormakaavioiden vertailua ei tässä työssä ole tehty, paitsi edellä mainittujen vaatimusten vuoksi, myös sen vuoksi ettei tietoja eri maista ole saatu. Myöskään ei ole verrattu vaunujen aiheuttamia todellisia kuormituksia mitoituskuormakaavioihin.

8.2 Eri maissa käytetyt kuormakaaviot

- Suomessa on käytössä kuormakaavio VR-74.
- Norja: Kuormakaavio on LM71. Sallittuja akselipainoja ovat 225 kN nykyisillä radoilla, 250 kN uusilla radoilla ja 300 kN Narvikin radalla. /2/

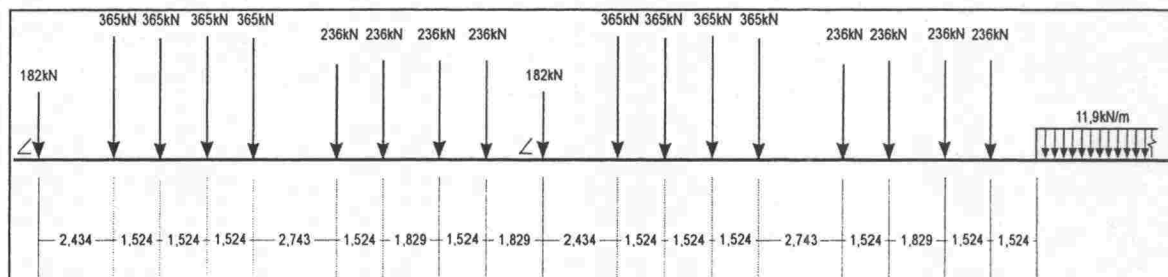


Kuva 33. Kuormakaavio VR-74.



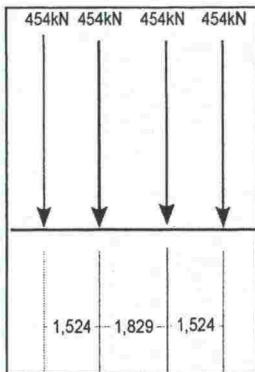
Kuva 34. Kuormakaavio LM 71.

- USA: Alaskassa suurin sallittu akselipaino on 300 kN ja käytössä on kuormakaavio Arema Cooper E-80. /1/



Kuva 35. Arema Cooper E-80 -kuormakaavio. /1/

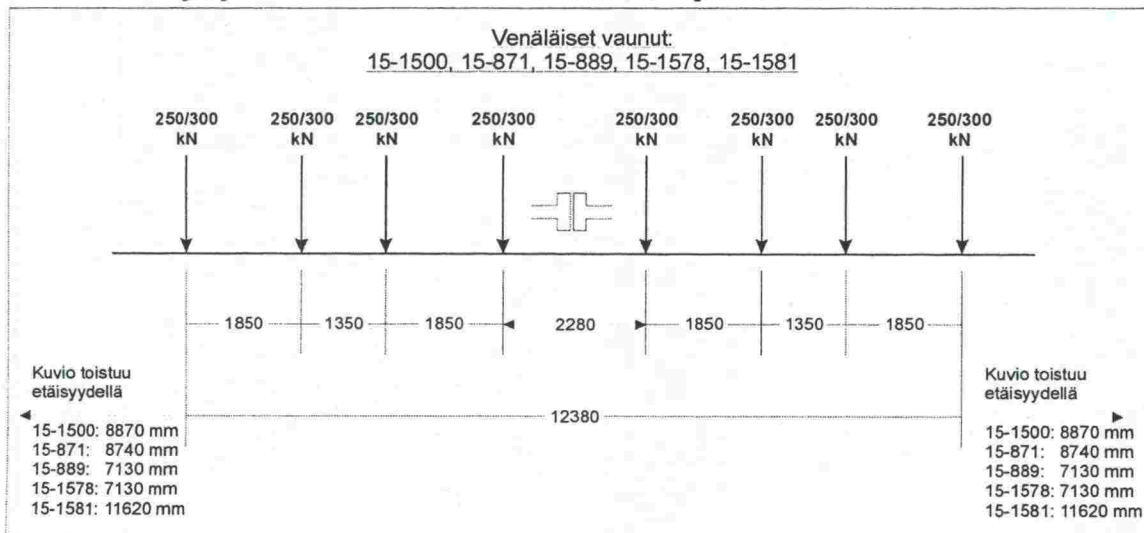
Vaihtoehtoinen kuormakaavio on esitetty kuvassa 36.



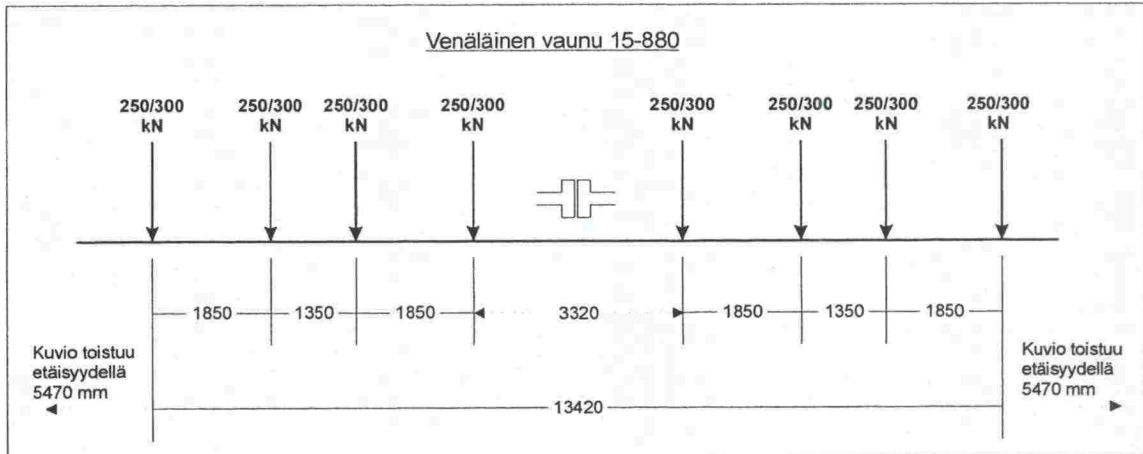
Kuva 36. Vaihtoehtoinen kuormakaavio Arema Cooper E-80:lle. /1/

8.3 Vaunujen kuormituksia

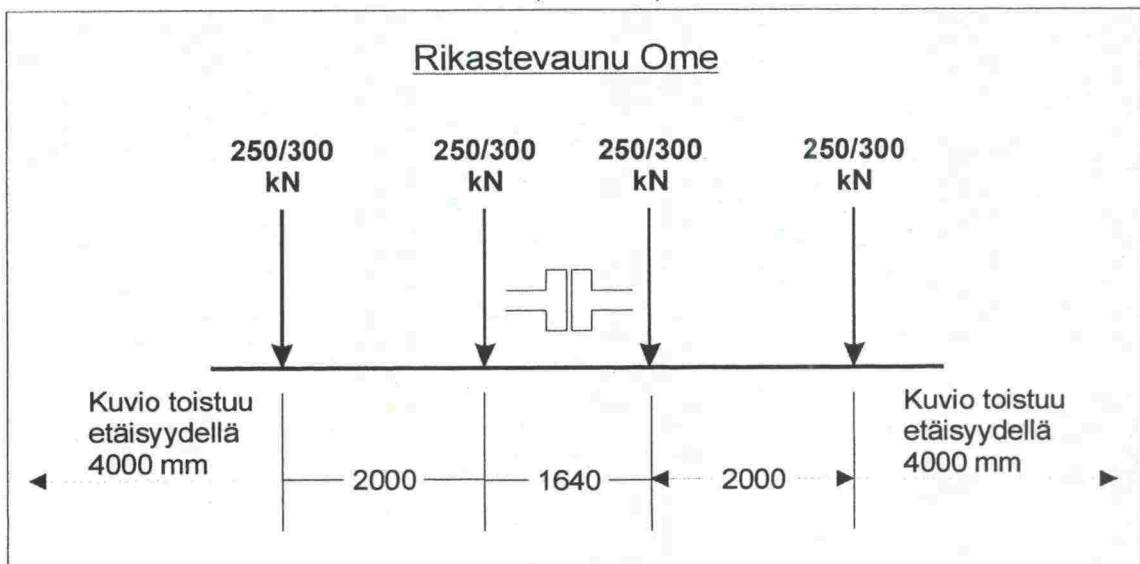
Tässä on esitetty joidenkin vaunujen kuormitusjakaumia. Koska peräkkäisten vaunujen akselit ovat poikkeuksetta lähempänä toisiaan kuin saman vaunun eri päiden lähimmät akselit, on kuvissa otettu lähtökohdaksi peräkkäisten vaunujen akselit, jotka erityisesti lyhemmillä jänneväleillä antavat huomattavasti suuremman kuormituksen kuin yksittäinen vaunu. Kuvissa on akselipainoiksi oletettu nyt harkittavat 25 ja 30 tonnia riippumatta siitä, riittääkö vaunun kantavuus niihin. Kuvia voidaan käyttää hyväksi, jos vaunujen aiheuttamia kuormitukset halutaan laskea ja verrata niitä kuormakaavioihin. Vaunupiiirroksissa käytetyt mitoitusarvot ovat sangen kirjavia. Kuvissa on laskettu monia sellaisia mittoja, joita ei ole suoraan saatavissa vaunupiiirroksista.



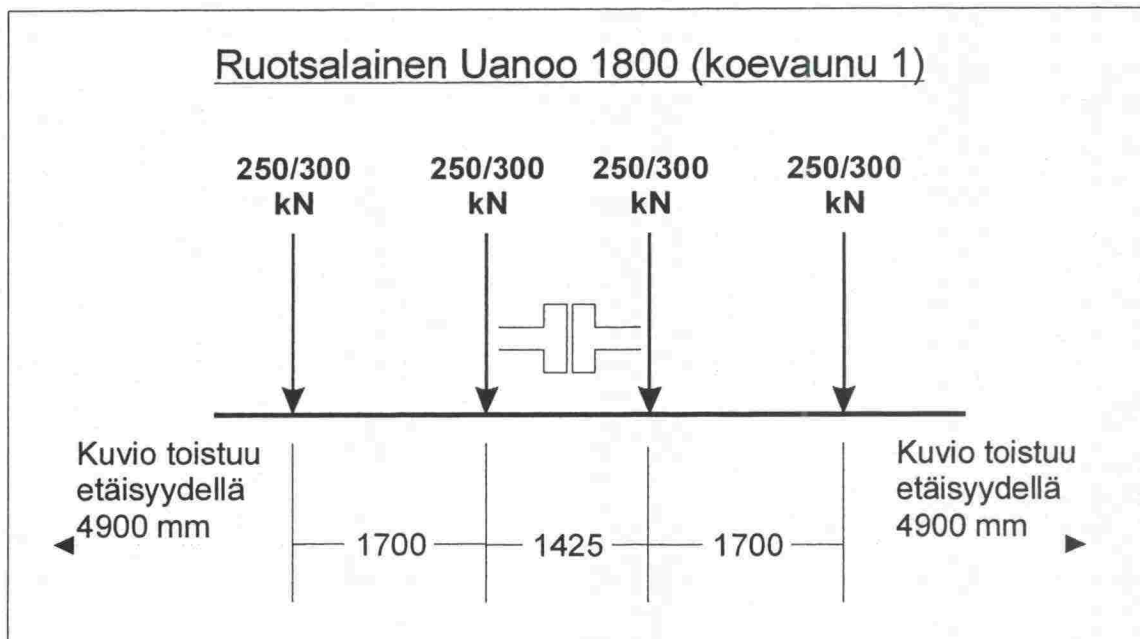
Kuva 37. Venäläiset säiliövaunut 15-1500, 15-871, 15-889, 15-1578 ja 15-1581 (8-akselisia).



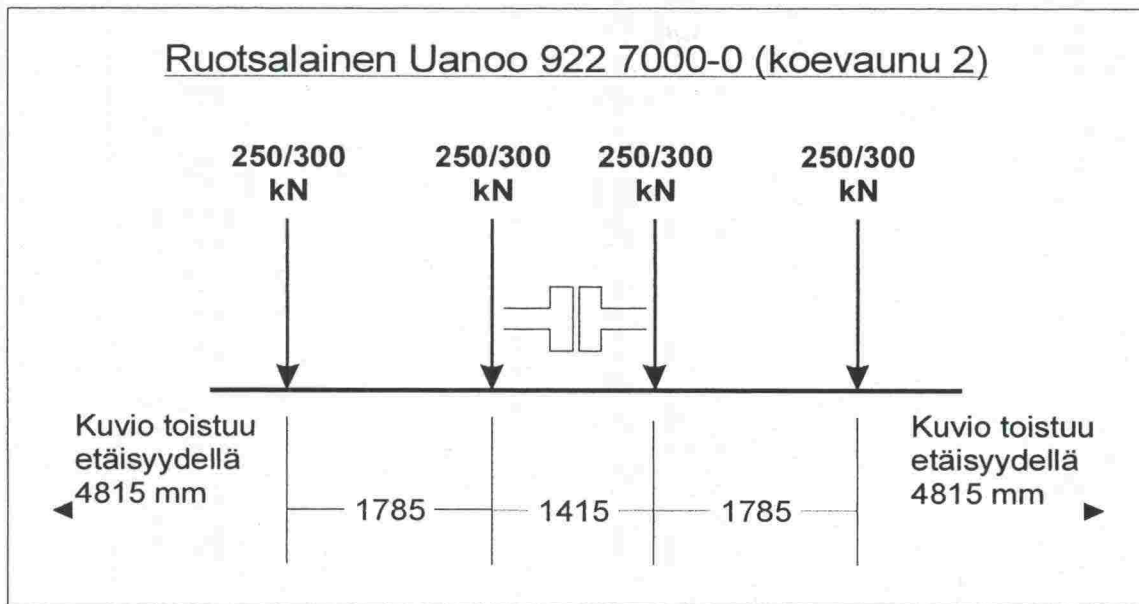
Kuva 38. Venäläinen säiliövaunu 15-880 (8 akselia).



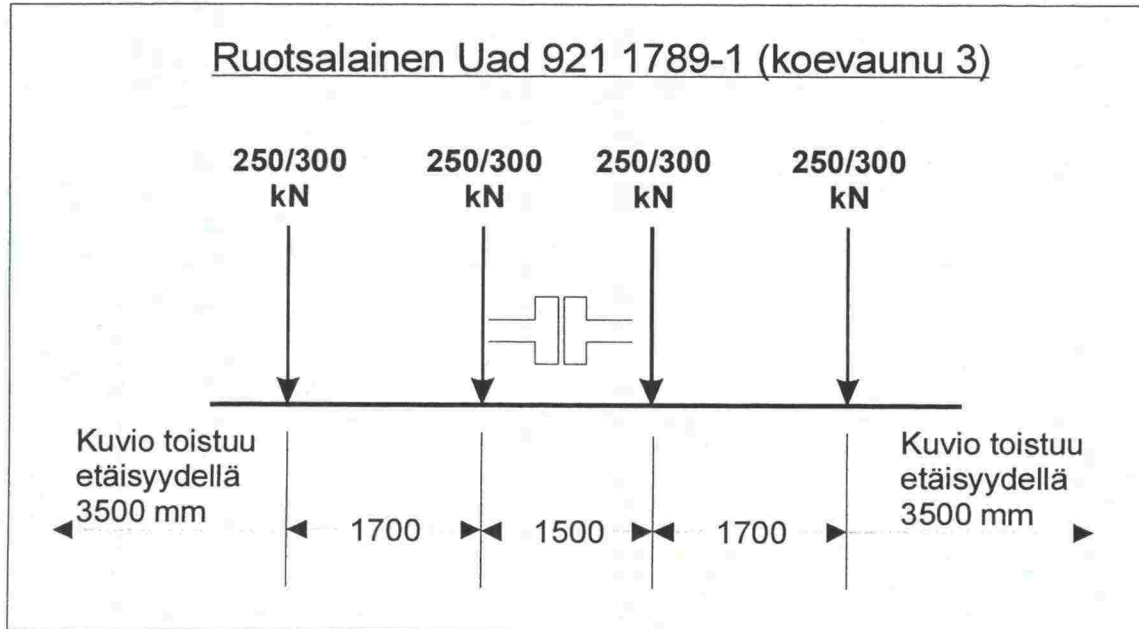
Kuva 39. Rikastevaunu Ome (4-akselinen). /4/



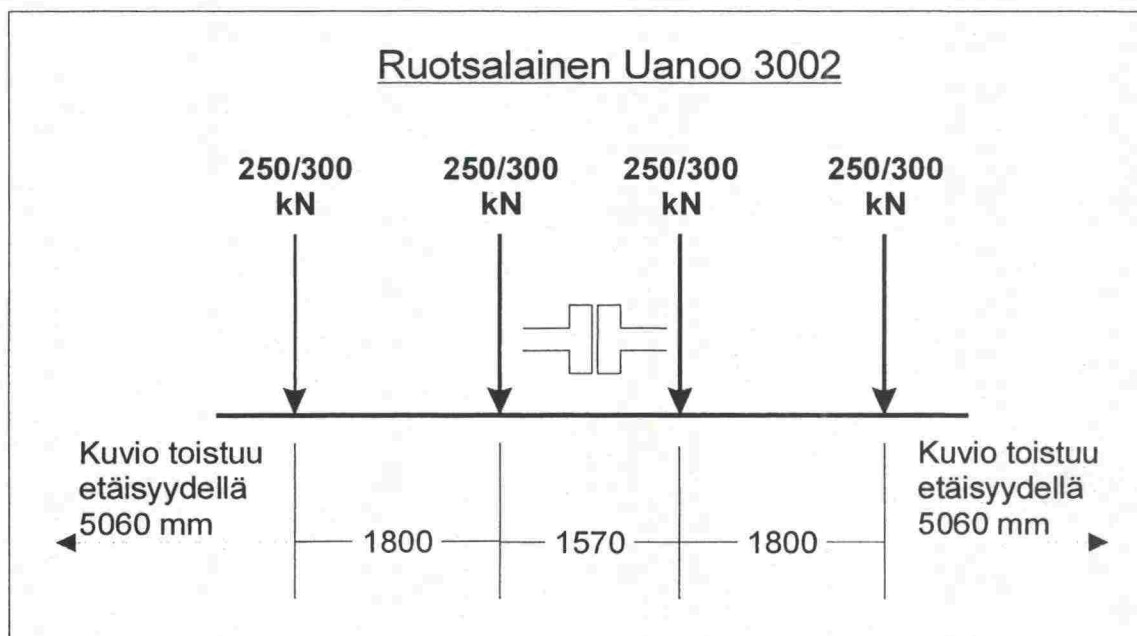
Kuva 40. Ruotsalainen malmikoevaunu Uanoo 1800 (4 akselia). /5/



Kuva 41. Ruotsalainen malmikoevaunu Uanoo 922 7000-0 (4 akselia). /5/

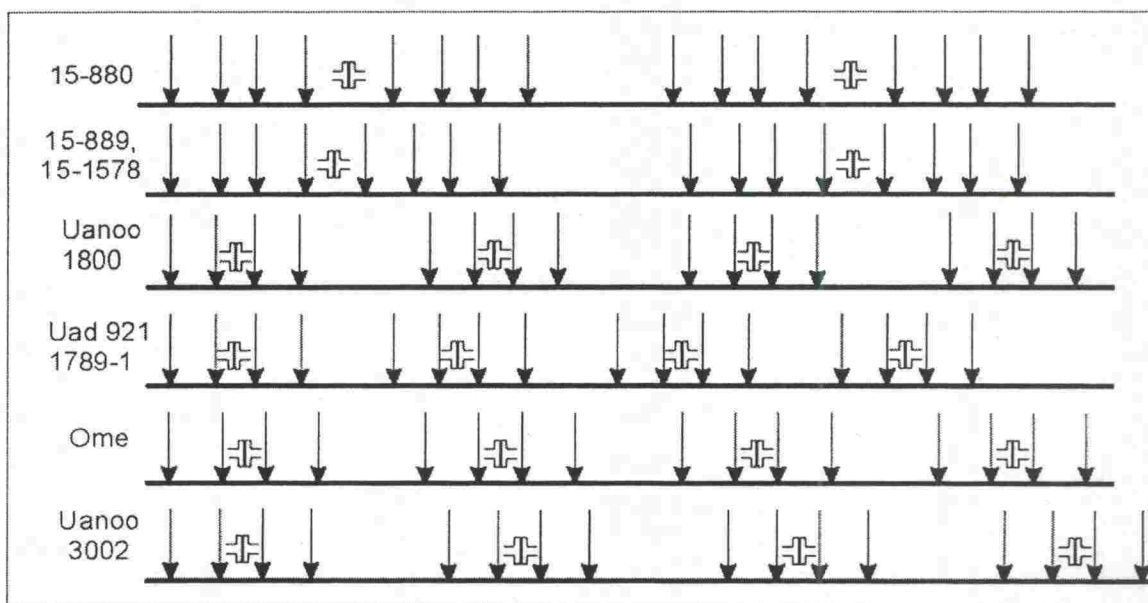


Kuva 42. Ruotsalainen malmikoevaunu Uad 921 1789-1 (4 akselia). /5/



Kuva 43. Ruotsalainen malmikoevaunu Uanoo 3002 (4 akselia). /6/

Kuvaan 44 on poimittu joitakin edellisistä vaunuista ja vertailtu 16 lähekkäisimmän akselin jakautumista junassa. Kuvasta havaitaan, että pitkissä 8-akselisissa vaunuissa kuorma on epätasaisemmin jakautunut kuin 4-akselisissa.



Kuva 44. Pitkien 8-akselisten säiliövaunujen ja lyhyiden 4-akselisten malmivaunujen akselien etäisyyksien vertailu.

Taulukossa 3 on laskettu edellä esitellyille vaunuille metripainot nyt käytössä olevien ja suunniteltujen akselipainojen mukaan laskettuna.

Taulukko 3. Esimerkkivaunujen metripainot.

Vaunu	Pituus [m]	Metripaino [kN/m] (eri akselipainoilla)			
		200 kN	225 kN	250 kN	300 kN
15-1500	21,25	75,3	84,7	94,1	112,9
15-871	21,12	75,8	85,2	94,7	113,6
15-880	18,89	84,7	95,3	105,9	127,1
15-889	19,51	82,0	92,3	102,5	123,0
15-1578	19,51	82,0	92,3	102,5	123,0
15-1581	24	66,7	75,0	83,3	100,0
Uad 921 1789-1	8,4	95,2	107,1	119,0	142,9
Uanoo 922 7000-0	9,8	81,6	91,8	102,0	122,4
Uanoo 1800	9,8	81,6	91,8	102,0	122,4
Ome	11,64	68,7	77,3	85,9	103,1
Uanoo 3200	10,29	77,7	87,5	97,2	116,6

8.4 Lähdeluettelo

1. Brooks, T. E. Alaska Railroad. Faksi.
2. Schive, C. Jernbaneverket. Faksi.
3. UIC Loading Diagram of 1971 (luonnos).
4. VR Kuljetustieto, vaunukuvasto.
5. 30 ton på Malmbanan/Ofofbanan, Rapport 2.1 Vagnar, Prototypvagn för 30 tons statisk axellast. Jernbaneverket & SJ & LKAB. 1996.
6. Rsummer commissioning and verification tests on the MTAB iron ore prototype wagon. Spoornet Engineering. Testiraportti E/MT/TMO/040. 1999.

KIRJALLISUUTTA

Oheiseen listaan on kerätty sellaista tämän työn aihepiiriin kuuluvaa kirjallisuutta, jota ei ole mainittu Matti Levomäen kokoamassa kirjallisuusluettelossa.

1. Nordisk studiegrupp. Hjulplattor – Slutrapport. 1998.
2. Newton, S.G. & Clark, R.A. An investigation into the dynamic effects on the track of wheel flats on railway vehicles. *Journal Mechanical Engineering Science*. vol. 21, 1979. S. 287–297.
3. Knothe, K. & Valdivia, A. A. Linear Theory Explaining the Formation of Corrugations on Rails. *Advanced Railway Vehicle System Dynamics*. Warsaw 1991.
4. Fryba, L. Dynamic interaction of vehicles with track and roads. *Vehicle Systems Dynamics*. No 16, 1987.
5. Grassie, S.L. & Gregory, R.W. & Harrison, D. & Johnson, K.L. The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation. *Journal of Mechanical Engineering Science*. No 24, 1982.
6. Wickens, A.H. The Dynamic Stability of Railway Vehicle Wheelsets and Bogies Having Profiled Wheels. *International Journal of Solids Structures*. No 1, 1965.
7. Wickens, A.H. The Dynamic Stability of a Simplified Four-Wheeled Railway Vehicle Having Profiled Wheels. *International Journal of Solids Structures*. No 1, 1965.
8. Boocock, D. Steady-State Motion of Railway Vehicles on Curved Track. *Journal of Mechanical Engineering Science* Vol 11, 1969. 557–566.
9. Brickle, B.V. The Steady State Forces and Moments on a Railway Wheelset Including Flange Contact Conditions. Väitöskirja. Loughborough University, Loughborough 1973.
10. Diana, G. & Cheli, F. Dynamic interaction of railway systems with large bridges. *Vehicle Systems Dynamics*. Vol 18, 1989. pp. 71–106.
11. Grassie, S.L. Mechanics and Fatigue in Wheel/Rail contact. *Proceedings of 3rd International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, Cambridge, U.K., July 22–26, 1990, Elsevier, Amsterdam 1991 in *Wear* 144 (1991).
12. Vijak, G. K. & Dukkipati, R. V. Dynamics of railway vehicle systems. Toronto Academic Press, 1984. 407 s. ISBN 0-12-275950-8.

13. Jergéus, Johan. Väitöskirja. Railway wheel flats : martensite formation, residual stresses, and crack propagation. Göteborg Chalmers University of Technology, 1997. ISBN 91-7197-589-6.
14. Gross-Thebing, A. & Knothe, K. & Hempelmann, K. Wheel-Rail contact mechanics for short wavelengths rail irregularities. Proceedings of 12th IAVSD-Symposium (1991).
15. Kalker, J.J. Survey of wheel-rail rolling contact theory. *Vehicle Systems Dynamics*. Vol 5, 1979. 317–358.
16. Knothe, K. Benchmark Test for Models of Railway Track and of Vehicle/Track Interaction in the Low Frequency Range. Interaction of Railway Vehicles with the Track and its Substructure. Suppl. to *Vehicle Systems Dynamics*. 24 (1995), 363–379.
17. Pascal, J.-P. & Sauvage, G. The Available Methods to Calculate the Wheel/Rail Forces in Non Hertzian Contact Patches and Rail Damaging. *Vehicle Systems Dynamics*. Vol 22, 1993. pp. 263–275.
18. Dong, R.G. & Sankar, S. & Dukkipati, R.V. A Finite Element Model of a Railway Track and its Applications to Wheelflat Problem. *Journal of Rail and Rapid Transit*, Institution of Mechanical Engineers. Vol. 208, No. 4, 1994, pp. 61–71.
19. Dukkipati, R.V. & Guntur, R. R. Design of a Longitudinal Railway Vehicle Suspension System to Ensure the Stability of a Wheelset. *International Journal of Vehicle Design*. Vol. 5, No. 4, 1984, pp. 451–466.
20. Dukkipati, R.V. & Dong, R. Impact Loads due to Wheels Flats and Shells. *Vehicle System Dynamics*, vol. 31, n:o 1 1999.
21. Dong, R.G. & Sankar, S. & Dukkipati, R.V. An Investigation of Railway Wheel-Rail Dynamic Forces. Proceedings of the 4th International Conference of Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Wear Systems, Vancouver, July 1994.
22. Dong, R.G. & Sankar, S. & Dukkipati, R.V. On the Prediction of Impact Loads Due to Wheelflats with FEM. Proceedings of the International Symposium on Technological Innovation in Guided Transports, Lille, France, September 1993.
23. Dukkipati, R.V. Mathematical Model of Wheel-Roller Contact Ellipse. Proceedings of the Eighth Canadian Congress of Applied Mechanics, Vol. 1, June 1981, pp. 219–220.
24. Berghuvud, Ansel. Curving Performance of Ore Wagons with Three-Piece Bogies. *Lisensiaattityö*. Luleå UT.
25. Clark, R.A. & Newton, S.G. An Investigation into dynamic effects on the track of wheelflats on railway vehicles *Journal Mechanical Engineering Science*.

26. ORE D 161.1 rp 3 Draft: The influence of wheel flats on the track with 20 and 22,5 T axleload.
27. Worth, A.W. Special rail steels. The CN experience. *Railway Gazette International*. February 1985.
28. Fermér, Mikael. Railway wheelsets: theory, experiments and design considering temperatures, stresses and deformations as induced by braking loads and contact forces. Väitöskirja.
29. Grassie, S.L. Dynamic Modelling of Rail Track and Wheelsets. University of Southampton, Proceedings of the 2nd International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics, pp. 681–698, Southampton, UK. 1984.
30. Sawley, K.J. Railway wheel slide damage. Proceedings of the conference against fatigue. Sheffield, England. 1994.
31. Puotanen, J. & Bergström, S. Analyses of axleboxes used by the Finnish State Railways. *Ball Bearing Journal*. 1992.
32. Experimental study of railway wheel flats. Report T145. Chalmers UT, Division of Solid Mechanics. 1996.
33. Nielsen, J.C.O & Igeland, A. Vertical dynamic interaction between train and track – influence of wheel and track imperfections. *Journal of Sound and Vibration*. Vol 187, no 5, 1995.
34. Rolling Contact Fatigue; Final report of track tests on naturally-hard and head-hardened rails. ERRI D 173/RP 18.
35. Rail Rolling Contact Fatigue; track tests on naturally-hard and head-hardened test rails. ERRI D 173/RP 3.
36. Rail Rolling Contact Fatigue; Effect of lubrication on rail head fatigue damage: site trial. ERRI D 173/RP 17.
37. Rail Rolling Contact Fatigue; Final report. ERRI D 173/RP 20.
38. Rail Rolling Contact Fatigue; Stress analysis of rail rolling contact fatigue cracks Final Report. ERRI D 173/RP 19.
39. Rail Rolling Contact Fatigue; Control of rolling contact fatigue by In-service rail head grinding. ERRI D 173/RP 16.
40. Rail Rolling Contact Fatigue; The rolling contact fatigue performance and fatigue strength of naturally-hard UIC 860 grade 900 A and two head-hardened rails (340 and 370 HB). ERRI D 173/RP 5.

41. Kähkönen, Seppo & Segercrantz, Wladimir. Selvitys 25–30 tonnin akselipainon vaikutuksesta radan mitoitusparametreihin ja radan kunnossapitoon Venäjän rautateillä. ANSERI-Konsultit Oy. Tutkimusraportti 501/1999.
42. Ishida, M. & Miura, S. Relationship between rail surface irregularity and dynamic wheel load. IE Aust. Tenth International Wheelset Congress. Source: National Conference Publication Institution of Engineers, Australia. n. 92 pt 10. pp.175–179. Sep 27–Oct 1, 1992. Barton, Australia.
43. Kigawa, T. & Kimoto, E. Experimental reproduction of wheel flat and the flat induced shelling, The Institution of Engineers, Australia, Preprints of Papers for 10th International Wheelset Congress '92, Publication No.92/10 pp.15–19, 27 Sep.–1 Oct. 1992. Barton, Aust.
44. Kigawa, T. & Kimoto, E. Evaluation of flat resistance property of wheel materials. Quarterly report of Railway Technician Research Institute. Japani. 1990.
45. Kumagai, N. In search of mechanism of wheel skid and wheel flat occurrence, Japanese Railway Engineering No.116, 1992.
46. Kuys, W.C. Track structure failure under 26 tonne axle loads on S.A. Transport Services Coal line. The Institution of Engineers, Australia. 4th International Heavy Haul Railway Conference, National Conference Publication. No. 12, 1989. pp.391–395. 11–15 September, Barton, Australia.
47. Zhai, W. & Wang, K & Fu, M & Yan, J. Minimising Dynamic Interaction Between Track and Heavy Haul Freight Cars, International Heavy Haul Association. Proceedings of Fifth International Heavy Haul Railway Conference. pp.157–162. 6–13 June 1993. Beijing, China.
48. Marich, S. Development of improved rail and wheel materials. BHP International Group. Rail Research Papers Vol. 1 pp.147–. Melbourne, Australia.
49. Moreau, A. Characteristics of wheel/rail contact. De Rooi Publications, Rail Engineering International. Vol. 21, No.3 1992. pp.15–22. Jul, Aug & Sept. Veenendaal, The Netherlands.
50. Harrison, H.D & Ahlbeck, D.R. Railroad track structure performance under wheel impact loading. Salient Systems Inc, Worthington, OH, USA , Transportation Research Record, n. 1131, 1987. pp.81–88, USA.
1. Ekberg, Anders. Rolling Contact Fatigue of Wheel-Rail Systems, A Literature Survey Report F209. PDF-dokumentti.

2. Cannon, D.F. & Sharpe, K.A. Wheel Flats and Rail Fracture. Proceedings of Seminar Organised by BR R&D and AAR. pp.127–131, 21–26 Sept. 1981. Nottingham, UK.
3. Ekberg, Anders. Rolling Contact Fatigue of Railway Wheels Computer Modelling and In-field Data. PDF-dokumentti.
4. Ekberg, Anders. Fatigue Crack Propagation – Some Notes. PDF-dokumentti.

Internetlähteet:

- 1) <http://www.freightworld.com/railroads.html>
Linkkikokoelma eri maiden rautatieyhtiöihin.
- 2) <http://www.solid.chalmers.se/ane/research/fatigueintro.html>
Anders Ekbergin kitka- ja kulumisaiheisia PDF-dokumentteja.
- 3) <http://www.kataokas.net/eulink.html>
Linkkikokoelma eri rautatieaiheisille sivuille.
- 4) <http://www.swetsnet.nl/direct/issue?title=1783483>
Linkki ”Journal of Rail and Rapid Transit” -elektroniseen julkaisuun.
- 5) <http://www-mime.eng.utoledo.edu/people/faculty/rdukipati.html#Publications>
Viitetiedot yli kahteensataan professori Dukkanin rautatie- ja juna-aiheiseen julkaisuun.
- 6) http://www.civil.bee.qut.edu.au/pic/railways/pages/web_site.htm
Joitakin rautatieaiheista linkkejä. Lähdeviitteitä useisiin satoihin rautatieaiheisiin julkaisuihin.
- 7) <http://www.volpe.dot.gov/frand/rnd9296.htm#LORS>
”Improving Railroad Safety and Rail Passenger Technology through Targeted Research and Demonstrations, 1992–1997”
- 8) <http://www.greenfrog.com/links.html>
Noin 200 USA:n rautateihin liittyvää linkkiä.
- 9) <http://www.railwayage.com/>
Sähköinen versio ”Railway Age” -lehdestä.

LIITTEET

- Liite 1: Eri maiden ratahallintoelimille lähetetty tiedustelufaksi.

Phone: +358-9-4512889
FAX: +358-9-4513469



HELSINKI UNIVERSITY OF TECHNOLOGY
Laboratory of Automotive Engineering

Fax

To: [Nimi]

From: Jouko Lehtomäki

Fax: [Fax numero]

Pages: 2

Phone:

Date: [pp.kk].99

Dear Sir

Here in Finland we are considering higher axle loads (up to 30 tonnes) on railroads. I'm doing a research work for Finnish Rail Administration (RHK) under that subject. One part of the work is collecting information from other countries. For that purpose, I am inquiring some things about railroads in [maan nimi].

If you wish, I will send you a summary of inquiry right after the research is completed.

☐ Yes, I'd like to receive a summary of the inquiry.

In case you feel that you are not the right person to answer, please forward this form to a person who would be the right one or send me contact information of that person. Thank you in anticipation!

Questions:

1. What load model is used in railroads (f-ex. Lm71)? Please, attach a figure of that load model, if it isn't commonly known worldwide.

2. What is the design load of subgrade (load per meter kN/m or ton/m)?

3. What kind of restrictions do you have for wheel flats (maximum permitted length or depth of a flat, speed limits for flat wheeled trains and so on)?

4. What is the highest permitted axle load (weight per axle)?

Thank you for answering. I appreciate your cooperation very much!

Your contact information:

Name:	
Title:	
FAX number:	
Phone number:	
e-mail:	

Contact information: (e-mail preferred)

Jouko Lehtomäki
Helsinki University of Technology
Laboratory of Automotive Engineering
BOX 4300
FIN-02015 HUT

e-mail: Jouko.Lehtomaki@hut.fi

FAX: +358-9-4513469

- 1/1997 Railway Industry Structures and Capital Investment Financing
- 2/1997 Nopean junaliikenteen aluekehitysvaikutukset
- 3/1997 Rautateiden henkilöliikenteen ennustemalli (RALVI)
- 4/1997 Kilpailuedellytykset ja niiden luominen Suomen rataverkolla
- 5/1997 Rataverkon tavaraliikenne-ennuste 2020
- 1/1998 Rataverkon jatkosähköistyksen yhteiskuntataloudellinen vaikutusselvitys
- 2/1998 Suomen rautatieliikenteen päästöjen laskentajärjestelmä (RAILI 96)
- 3/1998 Rautateiden tavarakuljetusten laatutekijät
- 4/1998 Ratahallintokeskuksen tutkimus- ja kehittämistoiminta 1997 - 99
- 5/1998 Rataverkon kehittämisen yhdyskuntarakenteellisten vaikutusten ja menetelmien arviointi
- 6/1998 Yksityisrahoituksen käyttömahdollisuudet Suomen ratahankkeissa
- 1/1999 Ratarakenteen instrumentoinnin kirjallisuustutkimus, 250 kN:n ja 300 kN:n akselipainot
- 2/1999 Rautatieliikenteen polttoaineperäisten päästöjen aiheuttamat ympäristökustannukset
- 3/1999 Rautatieliikenteen aiheuttama tärinä, 250 kN:n ja 300 kN:n akselipainot
- 4/1999 Ratarakenteen instrumentointi- ja mallinnussuunnitelma, 250 kN:n ja 300 kN:n akselipainot
- 5/1999 Rautatietärinän mittauskäytäntö Pohjoismaissa
- 6/1999 Radan tukikerroksen ja alusrakenteen kirjallisuustutkimus, 250 kN:n ja 300 kN:n akselipainot
- 7/1999 Rautatiesiltojen luokittelu ja inventointi rataosuudella Rautaruukki-Haaparanta akselipainojen korottamista varten
- 8/1999 Ratarumpujen maastoselvitys, 250 kN:n ja 300 kN:n akselipainot
- 1/2000 Rataverkko 2020 -ohjelman väliraportti
- 2/2000 Bantrummor, 250 kN och 300 kN axellaster

RATAHALLINTOKESKUS
KAIVOKATU 6, PL 185
00101 HELSINKI

TEKNINEN YKSIKKÖ

Lisätietoja: Kari Ojanperä, puh. (09) 5840 5183, sähköposti: kari.ojanpera@rhk.fi
Jakelu: Sinikka Kiikka, puh. (09) 5840 5192, sähköposti: sinikka.kiikka@rhk.fi

ISBN 952-445-031-3
ISSN 1455-2604